

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Optimalizace uchycení sedadla

Optimization of Seat Mounting

Student:

Bc. Lukáš Bachan

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Datum odevzdání:

19.5.2014

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Bachan**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: Optimalizace uchycení sedadla
Optimization of Seat Mounting

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky zaměřenou na pevnostní podmínky a další požadavky na uchycení sedadel v železničních vozech (vozidlech). Zpracujte analýzy uchycení sedadel do podlahy a bočnice – výhody vs. nevýhody. Navrhněte sedadlo, respektive jeho alternativní uchycení do bočnice a podlahy. Jednotlivé návrhy podložte potřebnými výpočty a analýzami. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel – SIEMENS, s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
KOLÁŘ, J. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 2009. 276 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
Odborná literatura včetně norem (DIN 25043) a vyhlášek (UIC 563, UIC 566).

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19.5.2014

.....
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 14.5.2014



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Lukáš Bachan

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hlavní 1017

687 25 Hluk

Rád bych vyjádřil poděkování panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi poskytl při zpracování mé diplomové práce a také panu Ing. Vladimíru Urbancovi, pracovníku firmy Siemens, s.r.o.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BACHAN, L. *Optimalizace uchycení sedadla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 73 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries Ph.D.

Cílem diplomové práce je navrhnout alternativní uchycení rámu sedadla pro příměstskou vlakovou jednotku. První část je věnována historii a vývoji používaných variant s doplněním o pevnostní a rozměrové požadavky. Druhá část obsahuje konstrukční návrh a výpočet uchycovacích prvků, které jsou kontrolovány dle normy. V závěrečné fázi jsou navržené části podrobeny statické analýze metodou konečných prvků, která simuluje zatížení cestujícími v provozu. Součástí práce je i kompletní výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF THESIS

BACHAN, L. *Optimization of Seat Mounting: Thesis*. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2014, 73 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries Ph.D.

The target of the thesis is to propose an alternative fastening of the seat frame for suburban train unit. The first part is devoted to the history and development of used variants, with the addition of strength and dimensional requirements. The second part contains the design and calculation of mounting elements that are checked according to the standards. In the final phase are proposed section subjected to static analysis of finite element method to simulate the load of passengers. Part of the work is complete the drawing documentation.

Obsah diplomové práce

Seznam použitých značek a symbolů	8
Úvod.....	10
1 Literární rešerše	11
1.1 Historie a vývoj regionální dopravy u nás	11
1.2 Moderní konstrukce sedadel v lokální dopravě	13
1.2.1 Uchycení do podlahy.....	13
1.2.2 Uchycení do bočnice a zavěšení do stropu	15
1.2.3 Uchycení do bočnice s konzolovým podepřením.....	16
1.3 Výrobci sedadel	17
1.4 Rozměrové vlastnosti sedadla a manipulačního okolí	19
1.5 Pevnostní podmínky na uchycení sedadel	23
1.5.1 Testování zatížení sedadla před uvedením do provozu	24
1.5.2 Zatížení sedadla v provozu	25
2 Analýza uchycení sedadel do podlahy a bočnice	26
2.1 Uchycení do podlahy	28
2.2 Uchycení do bočnice.....	30
2.3 Montáž sedadel.....	32
2.4 Materiály a jejich recyklace.....	34
3 Návrh vlastního uchycení sedadla.....	36
3.1 Současná verze uchycení a nutné úpravy	37
3.2 Návrh uchycení bočnice – bočnice	39
3.2.1 Výpočet reakčních sil	40
3.2.2 Návrh a kontrolní výpočet šroubového spojení rám – bočnice.....	42
3.2.3 Návrh a kontrolní výpočet šroubového spojení rám – patka bočnice ...	53
3.3 Návrh uchycení bočnice – strop.....	57
3.3.1 Výpočet reakčních sil	58
3.3.2 Návrh a kontrolní výpočet šroubového spojení tyč – vzduchovod.....	59
3.4 Statická analýza.....	64
3.4.1 Dvojsedadlo	64
3.4.2 Čtyřsedadlo.....	66
3.5 Návrh možného dispozičního řešení vozu.....	67
Závěr	70
Literatura	71
Seznam příloh	73

Seznam použitých značek a symbolů

F_1	Síla působící na opěrku hlavy	[N]
F_3	Síla působící na loketní opěrku	[N]
F_4	Síla působící na plochu sedáku	[N]
F'_4	Síla působící na přední hranu sedáku	[N]
F_{4P}	Přetěžující síla působící na plochu sedáku	[N]
R_{AY}	Reakční síla v bodě A osy Y	[N]
R_{AZ}	Reakční síla v bodě A osy Z	[N]
R_B	Reakční síla v ose podpěry	[N]
R_{BY}	Reakční síla v bodě B osy Y	[N]
R_{BZ}	Reakční síla v bodě B osy Z	[N]
a	Rameno působíště síly F_4	[mm]
b	Rameno působíště reakce R_B případ dvojsedadlo	[mm]
c	Rameno působíště síly F_4	[mm]
d	Rameno působíště reakce R_B případ čtyřsedadlo	[mm]
ΣM_A	Suma ohybových momentů k bodu A	[N·m]
ε	Úhel sklonu podpěry	[°]
ΣF_Z	Suma sil v ose Z	[N]
Re	Mez kluzu materiálu	[MPa]
β	Vrubový součinitel	[-]
ks	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
F_O	Osová síla	[N]
F_{O1}	Osová síla na jeden šroub	[N]
i	Počet šroubů	[-]
σ_t	Napětí v tahu	[MPa]
σ_{Dt}	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
Π	Ludolfova konstanta	[-]
d'	Předběžný průměr šroubu	[mm]
d	Velký průměr závitu	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
P	Rozteč závitu	[mm]
f_z	Součinitel tření na závitu	[-]
α	Úhel profilu závitu	[°]
γ	Úhel stoupání závitu	[°]

φ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{dov}	Dovolené napětí	[MPa]
M_O	Ohybový moment	[N·m]
W_O	Modul průřezu v ohybu	[m ³]
f	Součinitel smykového tření	[-]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
F_P^\perp	Provozní síla kolmá na osu šroubu	[N]
S	Plocha průřezu šroubu	[m ²]
M_K	Krouticí moment	[N·m]
W_K	Modul průřezu v krutu	[m ³]
F_t	Síla namáhající šroub na tah/tlak	[N]
F_s	Síla namáhající šroub na střih	[N]
h	Vzdálenost působíště sil od upevňovacích bodů	[mm]
v	Rozteč upevňovacích bodů	[mm]
τ_σ	Napětí ve smyku	[MPa]
τ_{Dt}	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
δ	Úhel svírající podpěru s podlahou	[°]
S	Koeficient bezpečnosti dle UIC – 566	[-]
$a_{x,y,z}$	Podélné, příčné, svislé zrychlení	[m·s ⁻²]
$F_{x,y,z}$	Podélné, příčné, svislé zatížení	[N]
m_1	Hmotnost prvku	[kg]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]

Úvod

Lokální železniční doprava byla dlouhá léta a stále je považována za méně využívanou dopravu, přičemž v současné době je jejím velkým rivalem mobilnější doprava autobusová. Aby vlaky byly konkurence schopné, je nutné snižovat především přepravní časy a zvyšovat pohodlí cestujících. Dřívější nepohodlná sedadla, která nebyla zrovna designovým prvkem a je nutno podotknout, že i tento fakt ovlivňuje volbu přepravy, jsou nyní výrobci nahrazována za moderní a plně komfortní. Samotná konstrukce se může jevit jako jednoduchá záležitost, ale je nutné brát v úvahu zatížení samotných sedadel, neméně důležitou roli hraje také hmotnost kompletního sedadla.

Proto jsem se rozhodl za podpory společnosti Siemens, s.r.o. - divize Rail Systems, využít nabídky ke zpracování diplomové práce, která řeší úkol optimalizace uchycení sedadel v lokální železniční dopravě.

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte stručnou rešerši dané problematiky zaměřenou na pevnostní podmínky a další požadavky na uchycení sedadel v železničních vozech.
2. Zpracujte analýzu uchycení sedadel do podlahy a bočnice – výhody vs. nevýhody.
3. Navrhněte sedadlo, respektive jeho uchycení do bočnice a podlahy.
4. Jednotlivé návrhy podložte potřebnými výpočty a analýzami.

1 Literární řešerše

Interiér železničního vozu můžeme rozdělit na několik částí, přičemž samotný návrh, výroba a konečná montáž je neustále podrobována kontrole, a to ať už z důvodu bezpečnostního, který je závislý na normách, tak z důvodu kvalitativního s odrazem na další případnou spolupráci zákazníka a výrobce. V mém případě se řešerše zabývá sedací částí vozu, konkrétně způsobem uchycení sedadla do vozu, kdy vše začíná počátečním designovým návrhem aktivní sedací plochy, která je v dnešní době stále více konzultována s odborníky z oblasti ergonomie.

1.1 Historie a vývoj regionální dopravy u nás

Cestování železniční dopravou se neustále vyvíjí. Od vzniku prvních železničních tratí u nás a s tím spojené dopravy, která se datuje do první poloviny 19. stoléní, uplynula již dlouhá doba a vývoj, který se doposud odehrál, je značný. Počátek pohonu koňským spřežením, následovaný parním pohonem jsou minulostí a taktěž i základní vybavení interiérů vozů. Zaměříme-li se na začátek 20. stoléní, kdy vlaky již nesloužily primárně k přepravě materiálu, ale stále více se rozvíjela osobní přeprava, zvláště pak armády. Nutno říci, že pohodlí při cestování nebylo nikterak velké, jak je patrné z obr.1.1, lavice byly celodřevěné, přičemž jejich konstrukce se desítky let neměnila.



Obrázek 1.1 – Historický interiér vozu z dvacátých let 20. stoléní [3]

V meziválečném období se vývoj interiérů a sedadel nijak zvláště nerozvíjel. První regionální vozy řady M 120.4 (obr.1.2) začala vyrábět Kopřivnická vagónka a ty měly takřka stejné lavice jako vozy v předválečném období. Celodřevěná konstrukce s polstrováním na záda byl základ pro všechny lokální železniční sítě v tehdejším Československu.



Obrázek 1.2 – Interiér vozu M 120.4 [4]

V padesátých letech 20. století vznikaly v Kopřivnické vagónce nové motorové vozy řady M 131.1, ovšem jejich interiér se nijak významně nelišil od vozů řady M 120.4. Jedinou změnou byly podpěrné prvky lavic, které nahradily ocelové tyče. Během dvaceti let svého působení prošel tento model několika modernizacemi, které se týkaly motorových a podvozkových částí. Následně jej začaly vytlačet novější vozy třídy M 152.0, jejich interiér a sedací prvky byly značně pokrokové. Nepohodlné dřevěné lavice nahradily lavice ocelové s koženkovým čalouněním obr.1.3.



Obrázek 1.3 – Ocelové lavice z vozu M 152.0 [5]

Poprvé se také objevila sklopná jednosedadla rovněž ocelové konstrukce. Díky postupné modernizaci a designovým změnám je můžeme stále vidat na železnici. Tyto vozové jednotky lze považovat za počátek moderní kolejové dopravy, náhrada dřevěných prvků ocelovými přinesla jiný úhel vnímání pohodlí při cestování lokální dopravou. Sedadla byla prostornější a při samotné jízdě splňovala nad míru svoji funkci v rámci pohodlného cestování.

1.2 Moderní konstrukce sedadel v lokální dopravě

S postupným vývojem železničních vozů byl kladen stále větší důraz na interiérové prvky a výjimku netvořila ani sedadla. Jejich samotná konstrukce a různé tvarové návrhy jsou takřka nevyčerpatelné. Tvary, které se za poslední desítky let vytvořily a montovaly do lokálních vozů, čítají nepřeberné množství a velkou zásluhu na tom má i vývoj a použití moderních materiálů jako jsou plast případně sklolaminát. Ovšem případ samotného uchycení sedadla tak, aby byla zajištěna pevnost a nosnost, je velký problém a stále je řešen pomocí kovových částí. V současné době jsou pro uchycení sedadla používány dva základní typy, a to uchycení do podlahy a uchycení do bočnice vozu. Obě varianty mají své výhody i nevýhody a volba použití je většinou odvíjena na základě požadavku zákazníka.

1.2.1 Uchycení do podlahy

Varianta, která je tvořena kombinací upevnění do bočnice a podlahy. Podlahové uchycení má několik modifikací, které se postupným vývojem a designovými požadavky konstruktérů mění. Tento způsob konstrukce se začal praktikovat v polovině 70. let 20. století a díky její jednoduchosti byl montován i do dalších modelových řad. Trubkový rám byl uchycen šroubovým spojením do bočnice vozu a druhá část byla podepírána a ukotvena do podlahy obr.1.4. Problémem u této konstrukce je podpěra, neboť při zvýšeném pohybu přepravovaných osob, nánosem nečistot a v zimních měsících tvoření vodního roztoku se solí od cestujících, dochází ke snižování životnosti podpěry korozí. Částečně je tento vliv eliminován ochranným nátěrem, ovšem prodloužení životnosti je minimální.



Obrázek 1.4 – Kotvení a podepření sedadla tyčí do podlahy [6]

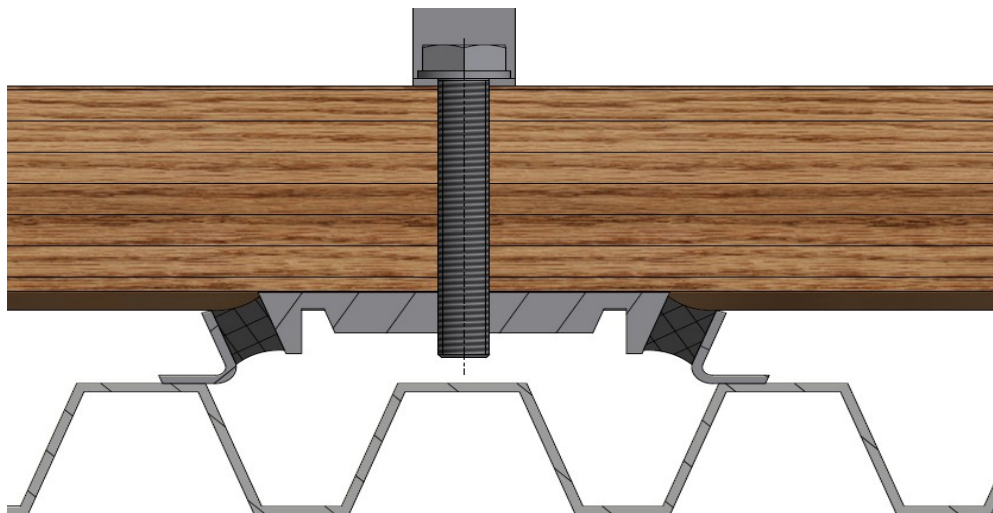
Neméně důležitý fakt je i porušení vodotěsnosti podlahy při montáži šroubového spojení u patky podpůrného prvku. Tento krok ve většině případů při špatném dodatečném utěsnění, které se provádí např. silikonovým tmelem, může vést k pronikání vody pod povrch podlahy. Voda jako taková se postupem času může dostat do všech nechtěných míst, a to dokonce i k samotné hrubé stavbě vozu, kde dochází ke korozi.

Další způsob podepření je patrný na obr.1.5, kde je tyč nahrazena robustním podpůrným prvkem, který je z hlediska nosnosti výhodnější. Jeho zaoblený tvar ulehčuje údržbu a v případě nutnosti snadnější výměnu. Tato varianta se stále využívá především u dálkových spojů, kde není tak častý pohyb osob.



Obrázek 1.5 – Robustní podpůrný prvek [7]

Z hlediska pevnosti ukotvení sedadel by byl nejlepší způsob šroubovat sedadlo přímo k ocelovému spodku vozu a k hrubé stavbě bočnice. Tento způsob ale naráží na fakt, že by se porušila podlaha, která je pružně uložena vůči spodku vozu z důvodu eliminování přenosu vibrací a hluku do interiéru. Proto se i zde musí hledat varianty a vytvářet kompromisy, například je možné sedadlo uchytit do pružně uložených podpěr nebo drážek, tento způsob je ale často zavrhován z finančních důvodů. Další způsob je častěji realizovatelný. Na rubu podlahových desek jsou ocelové příložky (obr.1.6) do kterých se sedadlo přišroubuje. Příložka je také po obvodu vybavena pryžovými prvky, které mají za úkol absorbovat vibrace.



Obrázek 1.6 – Způsob uchycení pomocí ocelové příložky

1.2.2 Uchycení do bočnice a zavěšení do stropu

Technicky pokrokový způsob uchycení sedadel, kdy jedna část byla upevněna do bočnice vozu a druhá část byla zavěšena na nosné tyči a kotvena do stropu, viz obr.1.7. Tento způsob začala používat jako první Vagónka Studénka na přelomu devadesátých let 20. století ve vozech řady 842 a jeho praktický záměr je evidentní již na první pohled, a to kompletně sedadlo odizolovat od styku s podlahou a docílit snadnějšího čištění podlahy. Tento způsob s sebou nesl i výhodu v neporušení vibroizolace a tepelné izolace, jenž je uložena pod podlahou, která je v celé své ploše neporušena, a proto zaručuje dokonalou vodotěsnost.



Obrázek 1.7 – Kotvení sedadla do stropu [8]

Volba tohoto uchycení však vedla k nutnosti počítat s velkým zatížením střechy. Vzhledem ke konstrukci a s tím spojené celkové hmotnosti čtyřsedadla, přičemž je nutné brát v úvahu i plné obsazení, bylo nutné vyztuzit střešní část. Proto se od tohoto způsobu odstoupilo a do vlakových jednotek již neumísťovalo.

1.2.3 Uchycení do bočnice s konzolovým podepřením

Uchycením sedadla pomocí dvou konzolí, jak je patrné na obr.1.8, je z dílny nejstarší polské společnosti na výrobu kolejových vozidel PESA. Jejich motorová jednotka s označením PESA Link II (u nás RegioShark) přinesla v roce 2011 na naše železnice první takto montovaná sedadla. Upevnění sedadel je výhradně do bočnice vozu, a proto je zde minimální styk s nečistotami a vodou, jak je tomu u starších typů.

Nosná konstrukce sedadla je pomocí šroubů spojena do tzv. C – drážky, která je součástí vnitřní stěny (bočnice) interiéru. Ovšem i tento způsob má protikladné omezení, pevnost a tuhost uchycení vede k větším kotvicím prvkům, které následně narušují celistvost vibroizolace a tepelné izolace. Tento fakt není možné podcenit ani obejít, jelikož se jedná o komfort cestujících, a proto se při návrhu vozu věnuje velká pozornost hledání kompromisů.



Obrázek 1.8 – Kotvení sedadla do bočnice [9]

Uchycení do bočnice je v současné vlakové dopravě ve stádiu vývoje. Při návrhu uchycení je nutné dodržovat předepsané normy, avšak nesnižovat komfort při cestování. Proto se častěji tato volba uchycení montuje do vlakových jednotek metra, kde jsou sedadla jednodušší a ve většině případů volena pouze jako jednosedadla.

1.3 Výrobci sedadel

Současný trh disponuje řadou výrobců, kteří se zabývají kompletním návrhem, vývojem a výrobou sedadel. Samotní výrobci se většinou nespécializují pouze na jednosměrné určení sedadla např. do vlaku, ale často kombinují a přebírají své řešení a poznatky z různých odvětví. Velkou spojitost a podobnost lze vidět u sedadel pro autobusovou a vlakovou dopravu, jelikož normy a požadavky kladené na oba druhy dopravy vcházejí ze stejných základů.

Česká elita mezi sedadly je společnost BORCAD. Během 24 let své existence se dokázala vypracovat z neznámého výrobce na předního dodavatele sedadel pro kolejová vozidla do 69 zemí světa. Jejich úspěch a silné stránky jsou založeny na jedinečném designu a originálním konstrukčním řešení, což je řadí k nejnovativnějším firmám v oboru. Postupný vývoj produktu je založen na několika fázích, od počátečních kreseb až po počítačové 3D modely, které umožňují zákazníkovi utvořit si konkrétní představu o budoucím výrobku. Nedílnou součástí procesu jsou počítačové simulace a analýzy s následným ověřováním a testováním na zkušebním pracovišti statických, životanosných a teplotních testů.

Jejich úspěchy nyní podtrhuje i fakt, že jedna z posledních dodávek sedadel byla pro vlakové soupravy zajišťující dopravu v dějišti zimních olympijských her 2014 v Soči. Současná spolupráce s předními výrobci vlaků jako jsou Siemens, Stadler nebo Deutsche Bahn poukazuje na fakt o kvalitě výrobků, za kterými stojí kvalitní vývojové a konstrukční zázemí.



Obrázek 1.9 – Čtyřsedadlo výrobce BORCAD [18]

Zahraniční trh nabízí řadu významných výrobců sedadel, kteří díky své vysoké kvalitě a dílenskému zpracování dodávají svá sedadla do nejmodernějších vlakových souprav. Mezi nejznámější patří francouzská společnost COMPIN s jejíž výrobky se můžeme setkat v rychlovlacích TGV. Další významný hráč na trhu je německá společnost KIEL, která má již více než 65 letou tradici a i díky těmto dlouholetým zkušenostem byla vybrána jako jeden z dodavatelů pro soupravy SIEMENS (Desiro BDZ).

V rámci zahraničního trhu lze označit německou společnost Grammer za největšího a nejlepšího dodavatele sedadel a příslušenství, který se svou více než stoletou tradicí dodává sedadla nejen do železničních vozů, ale i do automobilového a užitkového odvětví. Svoji výrobu a vývoj rozvíjí v 18 státech s téměř 30 závody po celém světě. Svě výrobní a prodejní zastoupení má i ve čtyřech městech České republiky, a to v České Lípě, Dolních Kralovicích, Mostě a Tachově.

Od roku 1990 se společnost Grammer stala vývojovým partnerem Deutsche Bundesbahn v rámci projektu první generace vysokorychlostního vlaku ICE (Intercity Express). Po úspěšné prvotní spolupráci začaly dnešní Deutsche Bahn vybavovat všechny následující generace vozů sedadly Grammer. V současné době se nezůstalo pouze u jednotek ICE, sedadla pro řidiče a cestující ve všech segmentech německé železniční dopravy včetně metra jsou vybaveny právě výrobky společnosti Grammer. I tento fakt poukazuje na kvalitu a schopnost dodávat jak jednoduchá sedadla pro příměstské vlaky či metra viz obr.1.10, tak i luxusní Premium sedadla pro dálkové tratě.



Obrázek 1.10 – Dvojsedadlo výrobce GRAMMER [19]

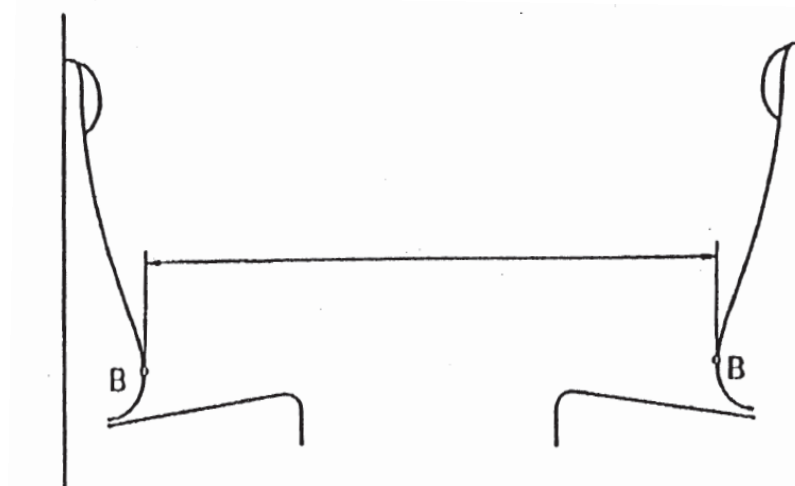
1.4 Rozměrové vlastnosti sedadla a manipulačního okolí

Rozměry sedadel společně s přilehlým manipulačním prostorem jsou striktně řízeny normou, konkrétně se odkazují na normu UIC Kodexu 567 VE, která mi byla poskytnuta zadavatelem práce tj. SIEMENS, s.r.o. Norma obsahuje obecná ustanovení pro osobní vlaky, přičemž stěžejní částí je kapitola Zařízení prostorů pro cestující, s následnou přílohou Obecné zásady pro sezení. Zde jsou ustanoveny základní podmínky pro sedadla, jejich uspořádání a rozměrové rozsahy sedadla.

Ačkoliv jsou níže popsány pouze rozměry sedadel a jednotlivé mezní vzdálenosti, je nutné se od těchto rozměrů odvíjet pro následné vypracování praktické části.

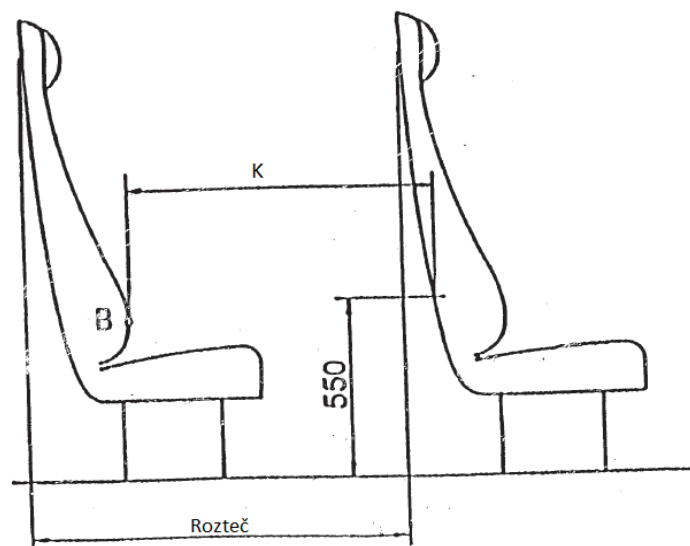
Obecné zásady a dispoziční řešení:

- Zásadně jsou použita pevně montována sedadla. Ve zvláštních cestovních vozech, jako je například jídelní vůz, jsou přípustné prosté židle.
- Prostor pro nohy v uspořádání vis-a-vis (tváří v tvář) obr.1.11 je určen vzdáleností mezi opěradly. V základní poloze sedadla musí mezera činit nejméně 1450 mm.



Obrázek 1.11 – Uspořádání sedadel tváří v tvář [2]

- V případě uspořádání sedadel do řady je roztečná vzdálenost doporučena jako:
 - o I. třída: nejméně 1010 mm
 - o II. třída: nejméně 940 mm
- Sedadla je nutné uzpůsobit tak, aby při všech sklonech opěradla nevyčerpala volný prostor nad koleno K viz obr.1.12
 - o I. třída: nejméně 790 mm
 - o II. třída: nejméně 700 mm
- Je-li komfort pro cestování neomezen, doporučuje se opatřit v případě řadového uspořádání jak v I. tak i ve II. třídě polohovatelnými opěrkami nohou.



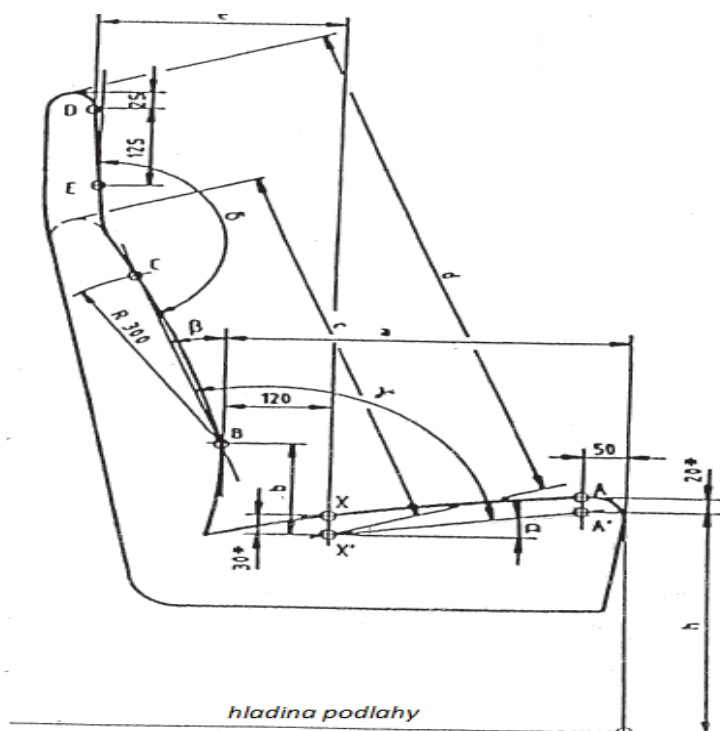
Obrázek 1.12 – Uspořádání sedadel v řadě [2]

- Oblast sedacího a zádového polstru musí být potažena odolnou textilií.
- Struktura sedacího a zádového polstru se musí volit s ohledem na průchodnost tepla a vlhka tak, aby v oblasti kontaktu mezi člověkem a podpěrným systémem zůstalo vytvořené příjemné mikroklima také při dlouhodobém používání (po dvou hodinovém sezení vzestup tepla max. na 35 °C a relativní vlhkost na max. 70 %).
- Každé sedadlo musí být vybaveno opěrkou hlavy, která:
 - nesmí tlačit hlavu dopředu
 - musí být nezávislá na velikosti hlavy cestujícího
 - v I. třídě je potažena textilem
 - v II. třídě je potažena koženkou nebo textilem
- Sedadla je nutné opatřit opěrkami rukou, u trojsedadel má být střední područka, u dvojsedadel je područka odklopitelná nahoru.

Rozměrové zásady pro sedadla:

- Výška sedací plochy je měřena od podlahy a pro I. a II. třídu je 390 – 430 mm (rozměr h dle obr.1.13).
- Šířka sedací plochy je brána jako prostor mezi područkami přičemž pro:
 - I. třídu: nejméně 500 mm
 - II. třídu: nejméně 450 mm, ovšem doporučená šířka sedadla je nejméně od 480 mm
- Hloubka plochy sedadla (rozměr a dle obr.1.13) musí být v základní poloze sedadla nejméně 430 mm. Pro zvýšení komfortu se doporučuje uzpůsobit plochu sedadla délkově nastavitelnou, přičemž hloubka sedací plochy má být nastavitelná od 450 – 530 mm.

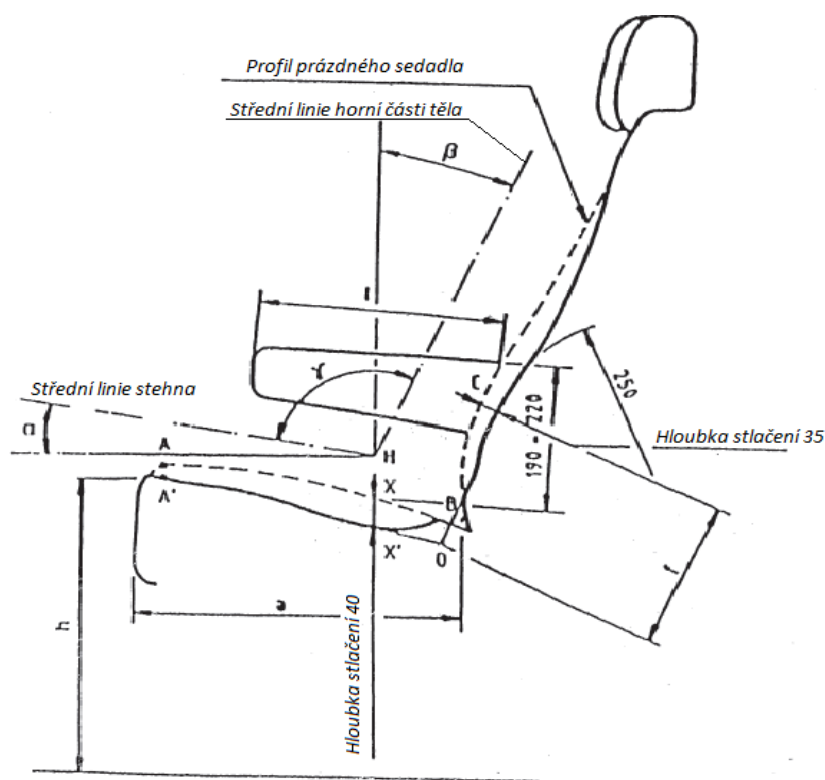
- Výška opěradla (rozměr c dle obr.1.13) musí činit minimálně 580 mm.
- Výška opěrky beder se bere v potaz, nachází se ve výšce:
 - o 180 ± 10 mm přes x-bod (rozměr b) případně
 - o 240 ± 10 mm, měřeno do bodu C (rozměr f)
- Výška opěrky hlavy musí být v oblasti 550 – 800 mm (maximálně 850 mm) od bodu-x (rozměr d dle obr.1.13).
- Šířka opěradla musí být v dolní části široká tak jako plocha sedadla, přičemž se šířka směrem nahoru může zmenšovat. Limitní je pouze potřebná šířka pro lopatky, která se tímto nesmí překročit.
- Výška podpěry rukou musí činit 190 – 220 mm, měřena od bodu-x dle obr.1.14.
- Podpěra rukou smí částečně zakrývat plochu sedadla. Je-li područka vybavena polstrem, ten musí být elastický a nesmí mít žádné kovové nebo tvrdé části.
- Šířka podpěry rukou musí být nejméně:
 - o I. třída: 80 mm
 - o II. třída: 50 mm (doporučuje se nejméně 60 mm)
- Délka područky musí být nejméně 300 mm, přičemž doporučená délka područky je 330 mm. Tato hodnota je brána jako užitečná délka před obrysem opěradla (rozměr l dle obr.1.14).



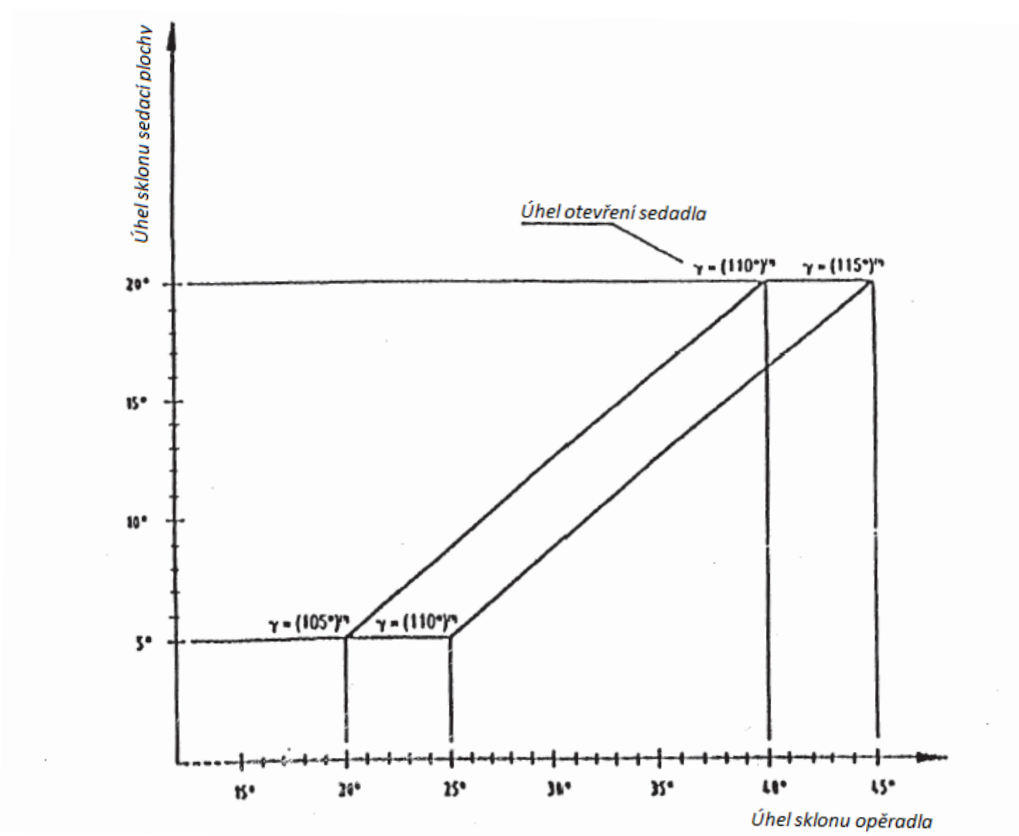
Obrázek 1.13 – Rozměry sedadla [2]

Úhlové zásady pro sedadla:

- Sklon opěradla je závislý na komfortu sedadla, pro řadová je sklon nastavitelný od
 - o max. 20° v základní poloze do min. 40° v poloze klidové (úhel β dle obr.1.14) případně
 - o max. 25° v základní poloze do min. 45° v poloze klidové (úhel β dle obr.1.14)
- Sklon sedací plochy (úhel α dle obr.1.13 a obr.1.14) se nastavuje v závislosti na sklonu opěradla viz obr.1.15
 - o v základní poloze musí být nejméně 5° a v poloze klidové maximálně 20°
- Úhel otevření sedadla (úhel γ dle obr.1.13 a obr.1.14) vyplývá ze závislosti sklonu opěradla a sedací plochy
 - o rozmezí 105° až 110° (dle obr.1.13)
 - o rozmezí 110° až 115° (dle obr.1.14)



Obrázek 1.14 – Střední profil sedadla [2]



Obrázek 1.15 – Závislost sklonu opěradla a úhlu sedáku [2]

1.5 Pevnostní podmínky na uchycení sedadel

Kompletní sestavení interiéru je řízeno normami. Ty zaručují, aby nebyla součástí navržena nesprávně, a to především z hlediska bezpečnosti. Část týkající se sedadel není nikterak opomíjena, ba naopak je nutné brát v úvahu, že samotné sedadlo, případně skupina sedadel, je neustále zatěžována a odlehčována cestujícími. Tento fakt vede k nutnosti vytvoření bezpečné a stabilní konstrukce.

Normy UIC 566 a UIC 567 obsahují kompletní bezpečnostní požadavky na sedadla, společně s mezními rozměry sedadla. Jeden z hlavních faktorů je zatížení sedadla. V provozu díky nestejnorodé populaci vznikají nestejnorodé podmínky na sedadlo. Norma UIC 566 udává, že sedadlo při zkouškách zatížení musí vydržet zkušební zatížení bez trvalé deformace a překročení dovoleného namáhání. [1]

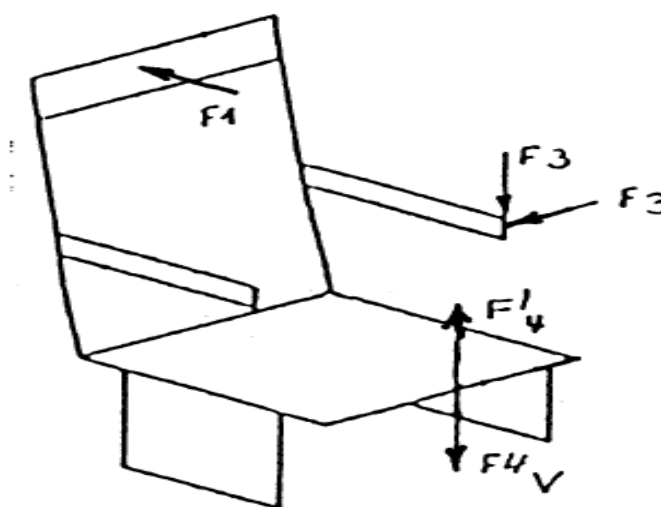
Předepsaná zatížení dle normy UIC 566

- Maximální zatížení 100 kg
- Průměrné zatížení 80 kg včetně zavazadel
- Průměrné zatížení 75 kg bez zavazadel

1.5.1 Testování zatížení sedadla před uvedením do provozu

Před uvedení soupravy do provozu je nutné sedadla vystavit statickému zatížení. Místa, na které je během testu vyvozeno zatížení, simulují provozní podmínky a jsou přesně specifikovány dle normy viz obr.1.16. Test je prováděn na zkušebním sedadle, které je namontováno ve voze, případně lze provést celý test mimo vůz viz obr.1.16. V takovém případě je nutné, aby bylo sedadlo namontováno přesně tak, jako je ve voze. Vznikající deformace musí být měřeny drátovým tenzometrem na příslušných měřicích bodech.

Zatěžující síly musí být vyvozeny zařízením, které je určeno k testování. Celý test je nutné opakovat třikrát na jedno sedadlo, přičemž délka trvání plného zatížení je 1 sekunda. Cílem testu je kontrola nosnosti konstrukce sedadla a jeho příslušenství. [1]



Obrázek 1.16 – Místa působení sil [1]

Síly působící na sedadlo:

- F_1 1 500 N je síla působící vodorovně na opěrku hlavy. Místo, kde je zatížení vyvoláno, je libovolné v hraničním rozměru 380 x 380 mm.
- F_3 750 N je síla působící svisle i vodorovně na loketní opěrku v případě samostatného sedadla. Jestliže je sedadlo v kupé vozu, platí pouze svislá síla.
- F_4 1 000 N je síla působící svisle dolů na přední hranu sedáku.
- F'_4 1 200 N je síla působící svisle nahoru na přední hranu sedáku.

Pro síly F_3 a F'_4 platí, že nástroj vykonávající zkoušku zatížení má průměr 25 mm a rádius 25 mm. [1]



Obrázek 1.17 – Testování sedadla mimo vůz [10]

1.5.2 Zatížení sedadla v provozu

Během provozu je sedadlo vystavováno zatížení od zrychlení a zpomalování vozu, proto je nutné kotvící prvky sedadla navrhnout tak, aby byla zaručena pevnost spoje. Neméně důležitým faktorem je i bezpečnost při případném náhlém brzdění či nehodě vozu. Zrychlení, které je citováno níže, vyplývá z provozního zatížení na prvky vozu.

- Podélné zrychlení $a_x = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ pro běžné brzdění
 $a_x = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ pro elektromagnetické brzdění
- Příčné zrychlení $a_y = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ příčné zrychlení včetně odstředivého zrychlení
- Svislé zrychlení $a_z = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ navíc k vlastní hmotnosti prvku

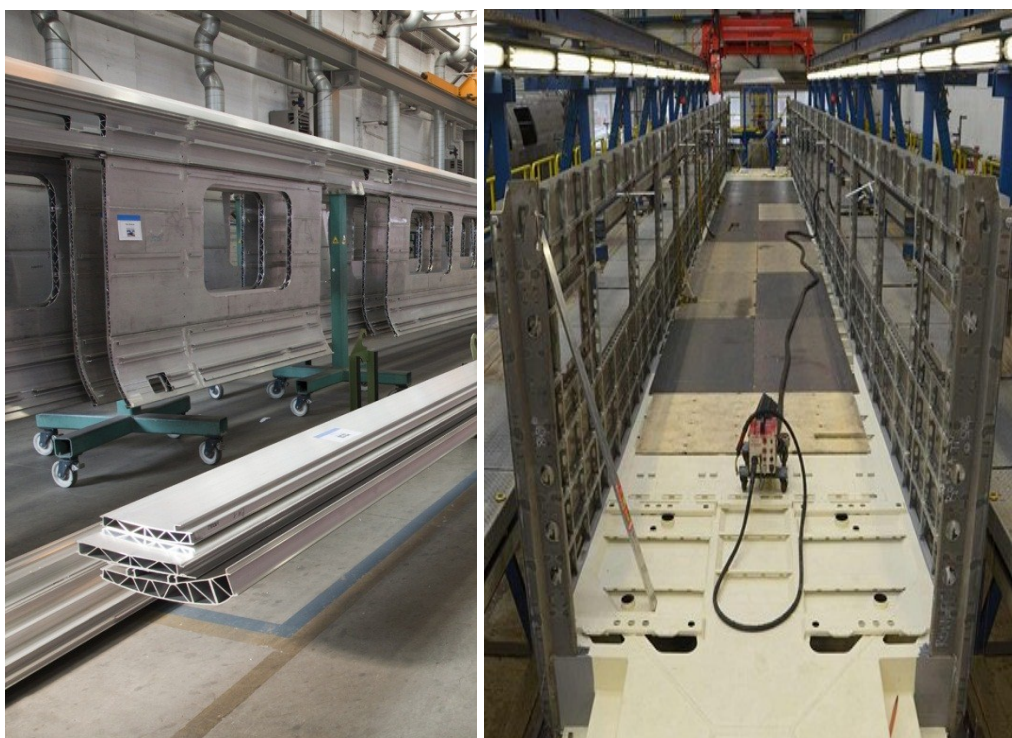
Následující zatížení od zrychlení, které působí na prvky je bráno jako:

- | | | |
|------------|--|---|
| ➤ Podélné: | $F_x = m_1 \cdot (\pm a_x) \text{ [N]}$ | Kde: |
| ➤ Příčné: | $F_y = m_1 \cdot (\pm a_y) \text{ [N]}$ | m_1 hmotnost prvku [kg] |
| | | $a_{x,y,z}$ zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] |
| ➤ Svislé: | $F_z = m_1 \cdot (1g \pm a_z) \text{ [N]}$ | g gravitační zrychlení = $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ |

2 Analýza uchycení sedadel do podlahy a bočnice

Uchycení sedadla je z laického pohledu jednoduchý prvek, ovšem na jeho konstrukci a následnou montáž jsou kladeny velké nároky. Celý vůz vychází z hrubé stavby a spodku vozidla s životností 25 až 30 let. Tato hodnota je ovlivněna nejčastěji dvěma faktory, materiálem a nasazením. Volba materiálu hrubé stavby je volena na základě vyhodnocení mnoha faktorů, které mohou ovlivňovat provoz. Není zcela jednoznačně dáno, zda každý odběratel má svůj druh materiálu, který preferuje a volí. V evropských zemích, ale i v ostatních koutech světa se můžeme setkat s vozy na stejné koleji, ovšem s odlišnými materiály hrubé stavby. Ačkoliv může mít jeden či druhý materiál své výhody a nevýhody pro daný úsek, ve kterém se bude pohybovat, výsledný verdikt pro volbu materiálu má vždy zákazník.

V případě použití hliníkové stavby je upevnění sedadla směřováno k C – drážce obr.2.2, která je na vnitřní straně bočnice, vnější strana pak tvoří finální tvar vozu. Prostor mezi vnější a vnitřní částí je vyztužen a zároveň slouží jako tepelná i hluková izolace. Kompletní stavba je pak svařována z jednotlivých tažených profilů a je utvořen jeden celek.



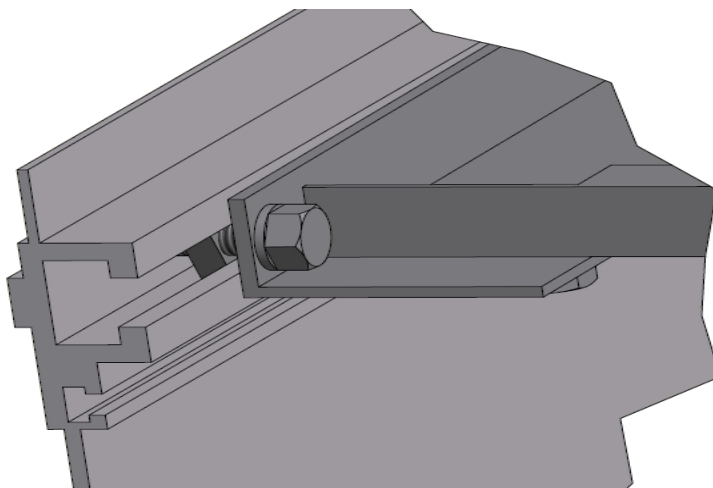
Obrázek 2.1 – Srovnání dvou bočnic vlaku (hliník vs. ocel) [12]

Ocelová stavba je založena na zcela jiném principu, bočnice je tvořena ocelovými plechy, které jsou svařovány k sobě a tvoří vnější finální stranu vozu.

Vnitřní strana je vyztužena ocelovými profily, které jsou navařeny a mohou mimo jiné tvořit základ pro uchycení sedadla. Nasazení vozu je rovněž specifické. V případě Evropy lze brát v potaz mírné klima bez extrémních teplotních hodnot, ale i přesto jsou nasazovány hliníkové stavby, což vede k ulehčení volby upevnění.

Interiérové prvky montované do hrubé stavby včetně sedadel jsou daleko dříve opotřebené a zastarání, proto se při prvotním návrhu počítá s budoucí přestavbou tzv. redesign. Přestavba může být takového rázu, že se provozovatel rozhodne změnit uspořádání sedadel, v takovém případě se volí uchycení sedadel do C – drážek v bočnici i podlaze. Tato varianta ale není jediná, existuje celá řada uchycení a podepření, které jsou neustále vylepšovány tak, aby co nejlépe plnily svoji funkci, přičemž vyhověly požadavkům cílového zákazníka. Současní výrobci sedadel se snaží svá sedadla uchytit tak, aby svou pevností plnila bezpečnostní kritéria a zároveň tvarem zasahovala co nejméně do podlahy a v neposlední řadě hraje roli i designové vnímání.

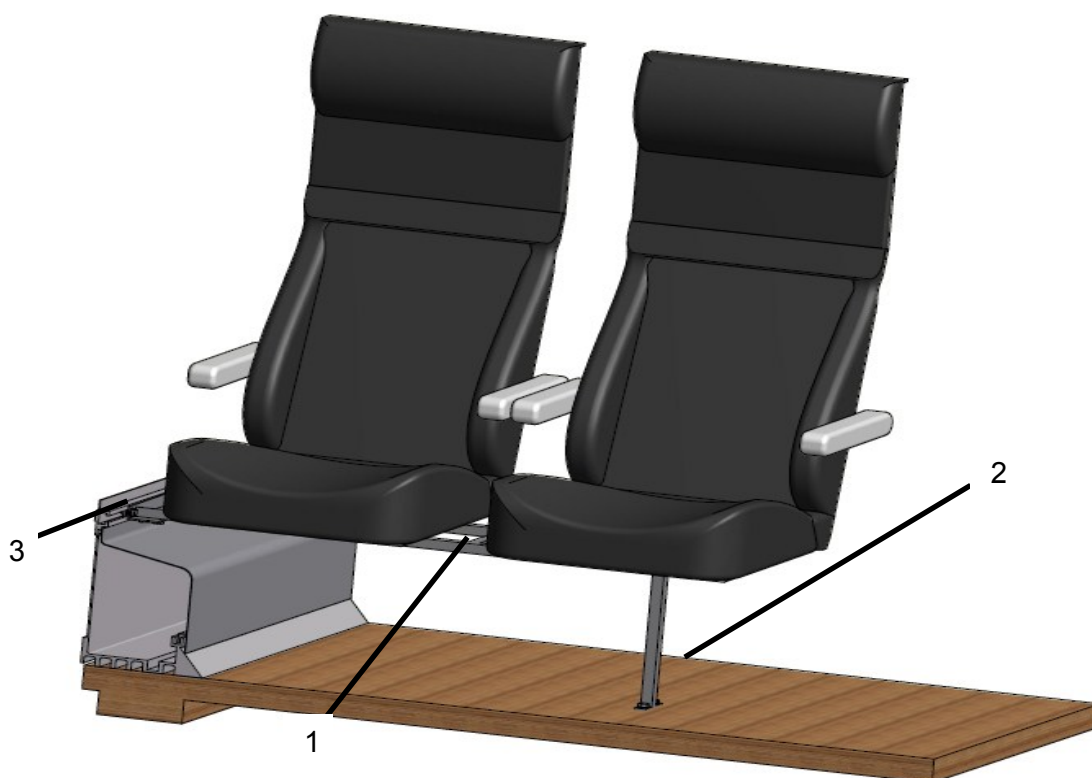
Pro analýzu těchto možností vycházím ze stejné základní nosné konstrukce sedadla, která je neměnná a mění se pouze typ podepření.



Obrázek 2.2 – Upevnění v C – drážce

2.1 Uchycení do podlahy

Způsob uchycení sedadla do podlahy je nejběžnější varianta s různými úpravami podpěrné části. Jak je patrné z obr.2.3, není použit pouze způsob uchycení do podlahy, ale jedná se o kombinaci uchycení základního rámu (1) do bočnice šroubovým spojením (3) a podpůrné části (2), která plní nosnou funkci. Celá konstrukce je navržena tak, aby pojala obě sedadla, pro která je určena. V tomto případě je použita trubka obdélníkového průřezu pro rám i podpůrný prvek.



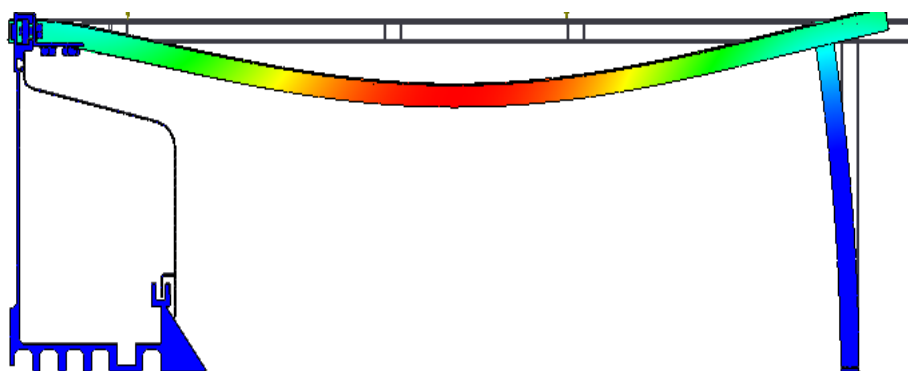
Obrázek 2.3 – Schéma uchycení do podlahy

Výhody:

- Jednoduchá konstrukce: rám i podpůrný element není konstrukčně náročný a následně vyrobitelný.
- Nosnost: dle normy UIC 566, která obsahuje kritérium pro nosnost sedadla 100 kg, respektive v případě dvojsedadla dva krát 100 kg, je konstrukce díky podpůrnému elementu stabilní.
- Jednoduché upevnění: uchycení do bočnice vlaku je pomocí C – drážky spolehlivé a pevné. Kotvení do podlahy nevyžaduje nikterak složité konstrukční řešení.

Nevýhody:

- Kotvení v podlaze: ačkoliv je kotvení zmíněno výše ve výhodách, nese tento způsob i nevýhody. Část, která přichází ke styku s podlahou je vystavena nečistotám a vodě. To má za následek snižování pevnosti díky korozi.
- Přístup pro úklid: úklid je pro interiér vozu nedílnou součástí pohodlí cestujících, ale v případě části kolem kotvící části dochází ke špatné manipulaci a k neúplnému odstranění nečistot, které se následně usazují.
- Průsak vody kolem kotvení: v případě špatného technologického postupu dochází k průsaku vody skrze dřevěnou opěrnou konstrukci (paždíky) a následnému uhnívání. Další fáze průniku vody vede k instalované elektrické výbavě vozu, zde může docházet k lokálnímu porušení případně zkratování celé elektroinstalace.
- Často je třeba počítat s tolerancemi polohy bodů v bočnici a v podlaze.



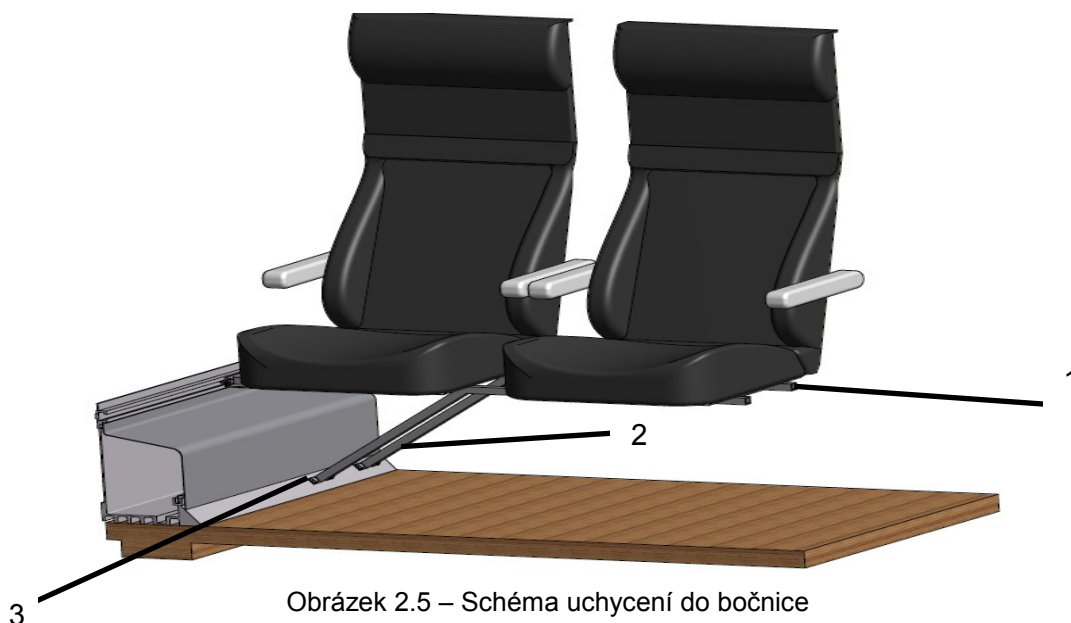
Obrázek 2.4 – Analýza zatížení sedadla do podlahy

Z obr.2.4 je patrné, kde se na rámu vyskytuje problematické místo. Prostor mezi šroubovým spojením do C – drážky a podpěrou je nejvíce namáhané místo, ovšem posunutí v číselných hodnotách není nikterak velké. Při vhodně zvolené konstrukci vznikají hodnoty posunutí v řádech desetin milimetrů, a jak již bylo dříve zmíněno, tento způsob je vhodný v případě použití vyšších zatížení. Následně se pak hledá optimální kompromis, mezi únosností a vahou rámu.

Výsledky analýzy v napěťovém charakteru poukazují pouze na místa spojení ostrých přechodů, kde může vznikat koncentrace napětí. Tato místa můžeme označit jako vruby a stejně jako v jiných konstrukčních návrzích je nutné se jim vyvarovat, případně je eliminovat vhodnými konstrukčními úpravami.

2.2 Uchycení do bočnice

Uchycení je takřka 100 % odizolováno od podlahy, není třeba brát ohled na tolerance vzájemné polohy upevňovacích bodů v bočnici a podlaze. Část, která je šroubem spojena v horní části k bočnici vozu je identická jako u způsobu uchycení do podlahy viz obr.2.5. Změna se týká pouze způsobu podepření sedadla, kde jsou nejčastěji dvě tyče (trubky) (2) pod určitým úhlem přivařeny k nosnému rámu (1) sedadla. Druhá strana (3) směřuje ke spodní části bočnice vozu a pomocí šroubového spojení je ukotvena.



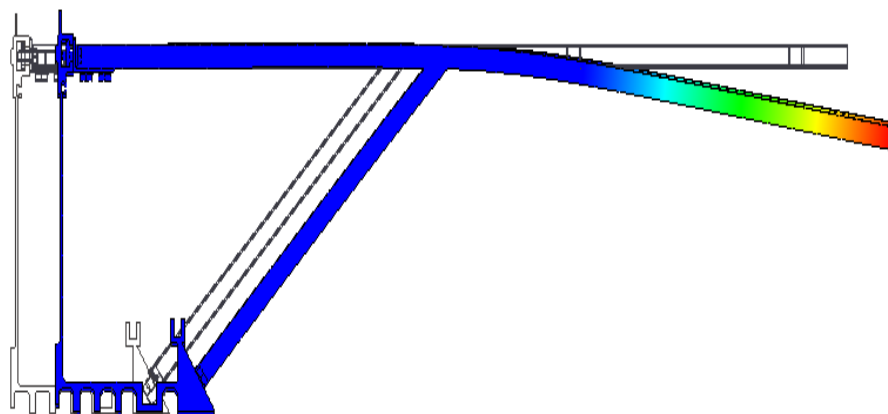
Obrázek 2.5 – Schéma uchycení do bočnice

Výhody:

- Minimální styk s podlahou: vhodným konstrukčním řešením lze dosáhnout takřka nulového styku s nečistotami (voda, bláto, sníh), které do vozu přinášejí cestující.
- Přístup pro úklid: pro fázi úklidu je přístup pod sedadlo takřka ideální a s tím spojené časy pro úklid jsou nižší.
- Odkládací místo: díky volně přístupnému místu pod sedadlo lze prostor využít i jako místo pro menší zavazadla.

Nevýhody:

- Složitá konstrukce: vzhledem k absolutně nulové podpoře konce sedadla je nutné sedadlo navrhnout tak, aby plnilo pevnostní podmínky.
- Namáhání bočnice vlaku: tento způsob uchycení je kompletně v bočnici, což vede k většímu zatížení bočnice vozu.
- Vyšší hmotnost: ve srovnání s předchozí variantou, zde je nutné vybavit konstrukci více podporami.



Obrázek 2.6 – Analýza zatížení sedadla do bočnice

Analýza uchycení do bočnice poukazuje na kritické místo u konce rámu. Zde vzniká příliš velké posunutí zapříčiněné nedostatečným podepřením. Posunutí na konci rámu je nejčastější problém této varianty vlivem špatného konstrukčního návrhu viz obr.2.6. Hodnota posunutí může dosahovat velikosti i v řádech desítek milimetrů, přičemž stav, kdy je sedadlo nadměrně zatíženo a napětí v materiálu překročí mez kluzu, může vyvolat trvalé deformace případně zlomení rámu sedadla.

Tak jako v bodě 2.1, i zde mohou vzniknout ostré přechody, které je nutné vhodně upravit. Jelikož je z velké části rám spojen svař, i ty je nutné zahrnout do pevnostní analýzy a vyhodnotit je. Samotný svar může mít různé typy vad, ať už zapříčiněné špatným technologickým postupem, nebo nedostatečně zvolenou velikostí. Během svařování se v okolí svaru koncentruje vysoká teplota, po následném ochlazení vzniká pnutí, které má nežádoucí vliv na pevnost svaru. Vznik trhlinek ve svaru obr.2.7 poukazuje na nesprávný postup, přičemž v extrémním případě může dojít k porušení svaru a deformaci rámu.



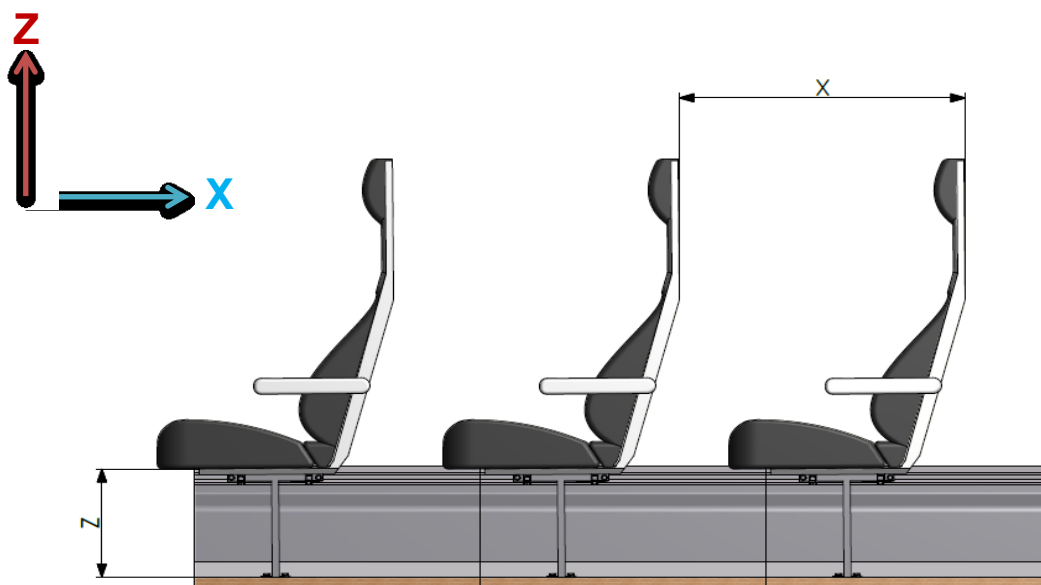
Obrázek 2.7 – Prasklina v místě svaru [20]

2.3 Montáž sedadel

Kompletní montáž sedadel je podmíněna několika faktory, týkající se správného technologického postupu. Je nutné brát ohled na části a prvky, které jsou již namontovány, zejména pak tepelná a hluková izolace, ta je vždy nanášena jako první, a proto je zde nejčastější riziko poškození. Nastane-li zmiňovaný případ, je nutné část vyměnit a předejít tak vzniku tepelných mostů.

Nejdůležitější a zároveň nejsložitější část celé montáže je ustavení na předepsané vzdálenosti. Ty jsou ve třech osách, podélný směr (rozteč) představuje osa X, příčný směr osa Y a výškovou hodnotu kopíruje osa Z. V případě podélného a příčného směru je nutné uvažovat úchytky hrubé stavby, nelze opomenout i tolerance obložení bočnice případně kotvicích bodů na sedadle.

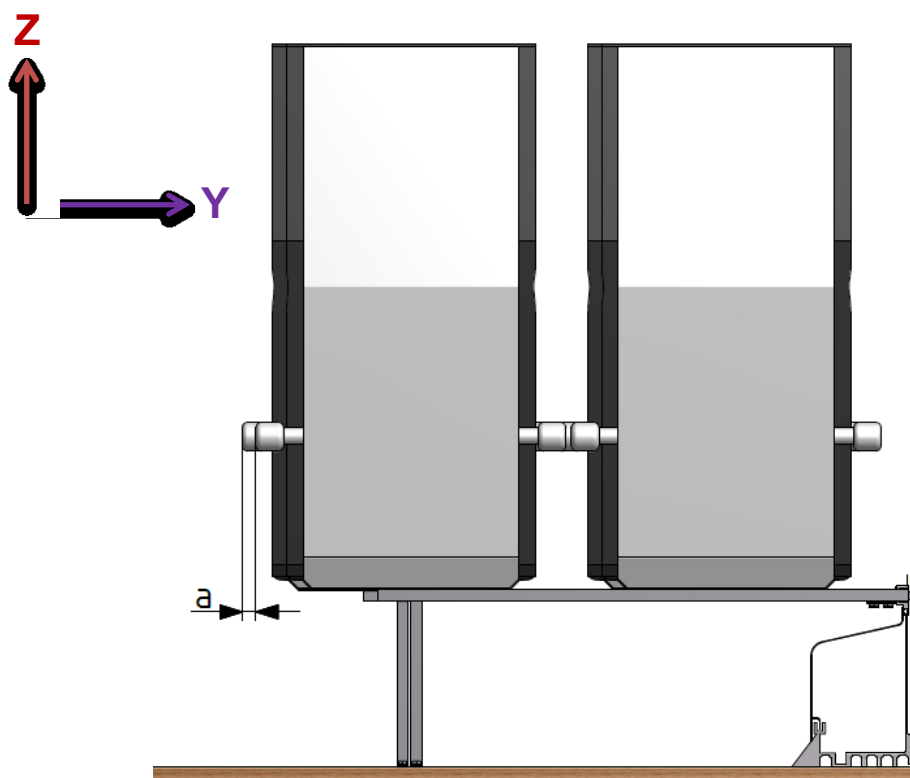
- Ustavení ve směru X je obvykle nejjednodušší a nepůsobí větší potíže, i přesto je nutné zahrnout do návrhu dosahující úchytky hrubé stavby hodnoty až ± 10 mm. Ve finální podobě jsou případné nepřesnosti těžko odhalitelné z pohledu člověka.
- Ustavení ve směru osy Y je značně komplikovanější, zde může nastat problém ve vyrovnávání (zákrytu) sedadel a ve výsledku může dojít i k odhalení přesazení pouhým okem člověka. Proto je nutné brát v potaz jak úchytky hrubé stavby, které mohou být až ± 5 mm, tak i tolerance plochy upevňovacích bodů společně s výrobní tolerancí sedadla.
- Ustavení ve směru osy Z počítá s tolerancí výšky upevňovacích bodů na bočnici vůči upevňovacím bodům na podlaze a s tolerancí vzájemné polohy upevňovacích bodů na sedadle samotném.



Obrázek 2.8 – Ustavovací směry při montáži

Montáž rámu sedadla je v první fázi totožná u obou způsobů upevnění. Vnitřní strana rámu je přichycena do C – drážky v bočnici, avšak šrouby z důvodu následného odměření roztečí nejsou úplně dotaženy. Jak je popsáno výše, je nutné sedadlo ustavit do všech tří směrů, přičemž nejdůležitější je příčný (osa Y) pro minimalizování viditelného předsazení sedadel viz obr.2.9. Dalším krokem je dotažení šroubových spojení v C – drážce a ustavení druhého konce rámu. V případě uchycení do bočnice, je šikmá konzole upevněna v dolní části bočnice šroubovým spojením. Je-li rám podepřen na své vnější straně podpurným prvkem, jsou do podlahy vyvrtány otvory pro kotvicí šrouby. Opět je několik způsobů jak provést šroubové spojení, přičemž jedna z možností je umístit do podlahy C – drážky, tak jako je tomu v bočnici.

Následná vizuální a měřicí kontrola dotažení šroubových spojů na předepsaný utahovací moment, zda se při výrobě rámu sedadla a montáži předchozích prvků dodržely všechny předepsané tolerance a úchytky.



Obrázek 2.9 – Předsazení sedadel

Montáž kompletního sedadla je sledována tzv. náklady na životní cyklus a již při samotném návrhu je nutné tuto část zohlednit. Není žádané, aby celková montáž či demontáž sedadla trvala déle jak 5 minut, proto je nutné uchycovací prvky konstrukčně navrhnout tak, aby byl časový limit dodržen. Z nezávislého pohledu člověka na věc se může zdát daný čas pouze jako nutná norma při stavbě vozu, za velmi krátký interval. Ovšem tato hodnota má i další význam.

V pracovním nasazení může dojít až už neúmyslným nebo vandalským činem k poškození části sedadla případně celé konstrukce vozu. V případě zdlouhavé montáže může nastat situace, kdy opravovaný vůz bude odstaven na dlouhou dobu, což může mít za následek zpoždění vlakového spoje a finanční ztráty. Tabulka 2.1 poukazuje na orientační časy pro jednotlivé úkony montáže případně výměny jednotlivých částí.

Tabulka 2.1 – Náklady při montáži a renovaci sedadel

Úkon	Doba úkonu [min]
Montáž/demontáž kompletního sedadla	< 5
Montáž/demontáž kompletního dílu sedadla	< 2
Výměna potahu/čalounění sedáku	< 14
Výměna potahu/čalounění opěry zad	< 12
Výměna potahu/čalounění opěry hlavy	< 10

2.4 Materiály a jejich recyklace

Současná celosvětová situace je nastavena tak, aby veškerý odpad měl druhotné využití, případně byla možnost jeho recyklace. Nejinak je tomu i u prvků interiéru vozu, které jsou často kombinovány z několika druhů materiálů dohromady. Proto se dnes při konstrukci moderních zařízení hledí na následnou jednoduchou separaci materiálů při skončení životnosti. Jednotlivé oddělené části jsou pak recyklovány a následně mohou sloužit pro nové zpracování. Příklady nejčastějších materiálů, které se vyskytují v železničních vozech, jsou popsány níže.

Nejčastěji používané materiály v interiéru vozu:

- Textil (1): materiál volený pro potah sedadel, případně jako svrchní část podlahy (koberec). Tento materiál přichází nejčastěji do styku s cestujícími tudíž jeho odolnost je nejvíce sledována. Látka použitá na sedadlo musí splňovat velmi sledovanou zkoušku hořlavosti, která je řízena normou DIN 4102. Životnost potahované látky je minimálně 8 let bez změny vzhledu. Avšak v dnešní době se můžeme setkat s porušenými sedadly ještě před vypršením jeho životnosti, za co může vandalismus, nikoli nekvalitní materiál.

- Dřevo (2): materiál používaný takřka od začátku kolejové dopravy, dříve ve velké míře aplikován téměř na všechny prvky interiéru. Dnes se používá pouze jako podlaha ve voze. Do této kategorie můžeme zařadit i dřevotřískové desky, jenž se používají jako základní část při výrobě polstrování. Životnost je nejčastěji dána spolu s potahovou látkou a po 8 letech je měněna, přičemž následné využití nemá a je recyklována.
- Kovové díly (3): materiál volený pro takřka všechny nosné prvky, v mém případě nosný rám sedadla. Nejčastějším druhem je ocel, která je pro volbu ideální jak z hlediska pevnostního tak i finančního. Životnost je u tohoto materiálu volena na celou dobu provozu bez dodatečného zásahu. Následné využití díky specifickým tvarům není často reálné, a proto jsou prvky nejčastěji recyklovány, přetaveny a znovuzpracovány.
- PUR: polyuretanový materiál používaný jak pro čalounění, tak pro obložení interiéru vozu. Díky svému víceúčelovému určení a životnosti je tento materiál hojně využíván. Svůj účel plní i po vyloučení z vozu, jeho nejčastější druhotné využití je forma rozdrčené přísady, která se přidává do vozovek.
- ABS (5): nejznámější a nejrozšířenější tvrdý plastový materiál, který se používá v různém odvětví. Díky svým vlastnostem je volen jako obložení stěn vozu, případně jej lze využít pro výrobu skeletu sedadel. Díky jeho možnosti snadné recyklovatelnosti do granulové formy a následnému znovu zpracování je tento materiál velmi výhodný.



Obrázek 2.10 – Rozbor sedadla [13]

3 Návrh vlastního uchycení sedadla

Tato kapitola je věnována návrhům uchycení sedadla společně s konstrukční variantou rámu, který nese sedadlo. Předchozí kapitoly, které mapovaly různé varianty, mně poskytly základní informace o dané problematice a ty bych chtěl zužít v docílení kvalitního návrhu.

Východiskem pro návrh uchycení sedadla je prostorová situace ve vozidle a nasazení daného vozu. Jako referenční vozidlo jsem zvolil částečně nízkopodlažní motorový vůz určený pro vedlejší tratě, provozovaný u ČD pod názvem RegioSpider (původní výrobce ADTranz Berlin), ve kterém je kladen důraz zejména na jednoduchý úklid podlah. Zaměřím se tedy na dva způsoby uchycení, které tento požadavek splňují. První z nich je uchycení rámu i podpěry do bočnice a druhý způsob je uchycení rámu do bočnice s možným zavěšením do stropu.

Funkční rozměry sedadla budou navrženy tak, aby splňovaly normu UIC – KODEX 567 VE. Ačkoli je norma zastaralá a nesplňuje aktuální požadavky, je stále platná a je nutné se jí držet. Sedadla, jež se budou montovat na rám, nejsou součástí konstrukčního návrhu, jejich zobrazení v práci případně výkresech bude pouze informativní. Celý jejich design a návrh bude konzultován s externím dodavatelem, pro kterého se pouze připraví připojovací rozměry na sedadla.

Důležitou vlastností, které bude práce věnována, je hmotnost rámu a sedadla. Tato hodnota by neměla být příliš velká s ohledem na typ vozu. Tabulka 3.1 poukazuje na typické hmotnosti sedadel pro jednotlivé tratě.

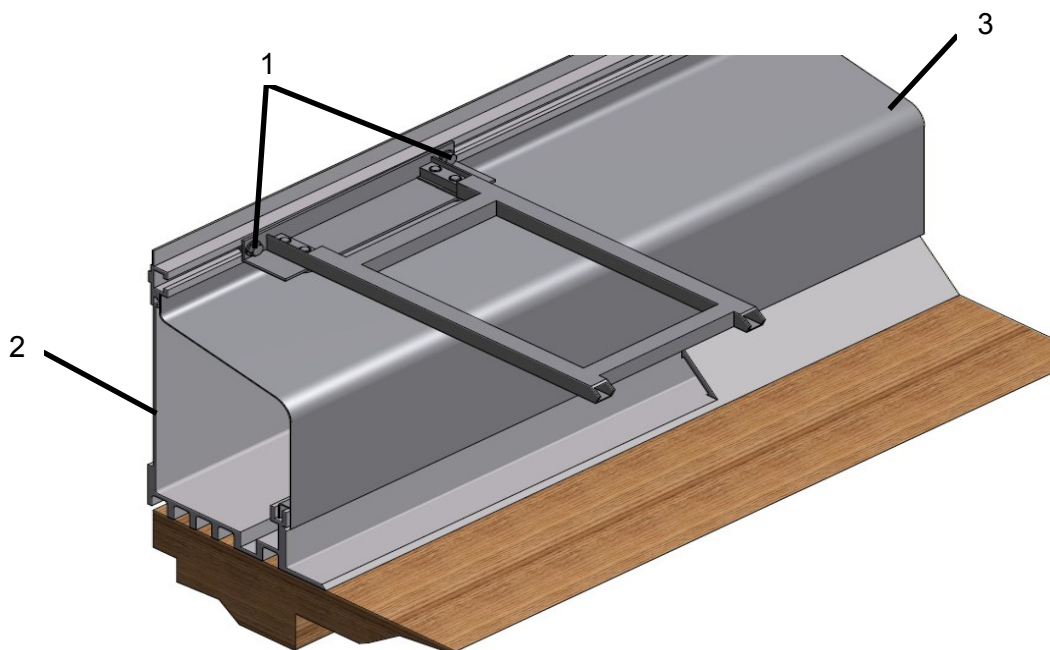
Tabulka 3.1 - Přehled hmotností sedadel

Typ trati pro určený vůz	Hmotnost na jedno místo
Dlouhé trati	30 kg
Středně dlouhé trati	16 kg
Krátké trati	10 kg

3.1 Současná verze uchycení a nutné úpravy

V současné době je uchycení sedadla na referenčním voze řešeno běžně rozšířeným způsobem, kdy vnitřní strana rámu je uchycena šrouby do C – drážky profilu kanálu topení. Vnější strana je podepřena svislou podpěrrou s kotvením do podlahy. Jak již bylo zmíněno výše, tento způsob má nevýhodu v úklidu a životnosti. Proto věnuji svoji diplomovou práci k hledání a vytvoření výhodnějšího způsobu.

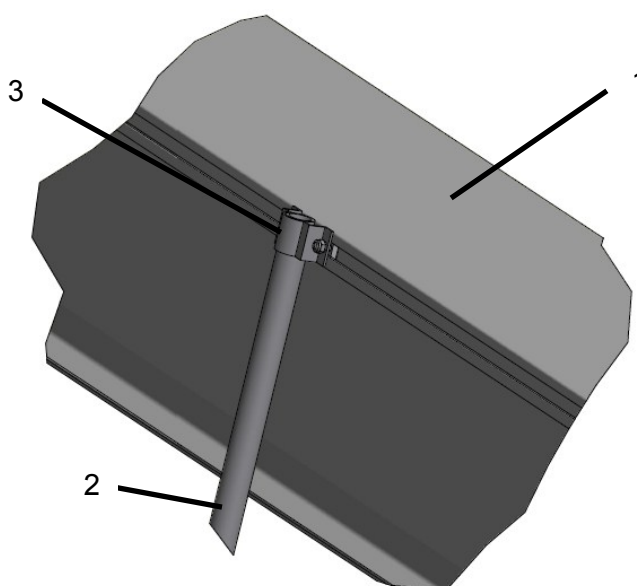
Samotné šroubové spojení v bočnici neprojde nikterak zásadní změnou, princip uchycení na dva šrouby (1) zůstane stejný, viz obr.3.1, změni se pouze konstrukce šroubů, a to na základě nutného přepracování rámu sedla.



Obrázek 3.1 – Původní typ konstrukce

K uchycení sedadla je využit původní tažený hliníkový profil podokenního kanálu topení (2), který tvoří přechod mezi podlahou a obložením bočnice. V horní části svislého ramene je opatřen C – drážkou pro uchycení sedadla a krytu topení, ve spodní části nese drážku pro kryt topení (3). Profil kanálu topení je v místě horní drážky uchycen k opěrnému podélnému profilu kostry bočnice, vodorovným ramenem je uchycen k podlaze. Profil (2) společně s krytem (3) vytváří kanál, kterým se rozvádí ohřátý vzduch topení podél bočnice. V přestavbě vozu nepočítáme se změnou typu vytápění, proto využiji tuto část pro kotvení mého návrhu rámu sedadla. Původní hliníkový profil (2) projde minimální úpravou. Ta spočívá v částečném odfrézování profilu v celé délce vozu, jak je patrné na obr.3.1. Profil kanálu topení zesílíme v místě uchycení ocelovou výztuhou.

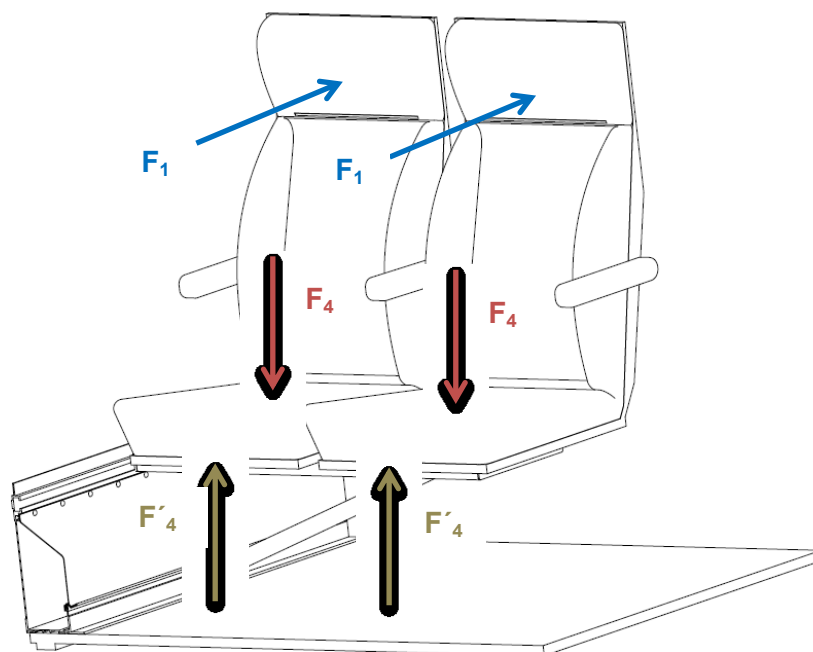
Způsob zavěšení rámu do stropu byl rovněž popsán v rešerši. Ačkoliv bylo zmíněno, že jeho konstrukce značně namáhá střešní část vozu, rozhodl jsem se pro využití této varianty. Volba daného způsobu má své opodstatnění v dispozičním řešení vozu. Způsob zavěšení do stropu nebude v celé délce, ale pouze v místě, kde bude umístěno čtyřsedadlo respektive v místě, kde budou sedadla uložena tzv. způsobem tváří v tvář. Proto nebude na střešní část vyvíjeno tak velké namáhání, jako v případě použití v celé délce vozu. Další opodstatňující faktor je využití rozvodů klimatizace ve střešní části vozu. Samotné rozvody klimatizace jsou navrženy z masivních vzduchovodů, které jsou navíc opatřeny C – drážkou, ta je umístěna na vyhovující straně vzduchovodu viz obr. 3.2, proto nebude nutné dalších úprav.



Obrázek 3.2 – Uchycení závěsné tyče do C – drážky vzduchovodu

3.2 Návrh uchycení bočnice – bočnice

Na základě studie dispozičního řešení uspořádání sedadel jsem provedl prvotní rozměrové návrhy rámu sedadla společně s vymezenými vzdálenosti sedadel. V potaz jsou brány minimální rozměry sedadel dle normy UIC 567.



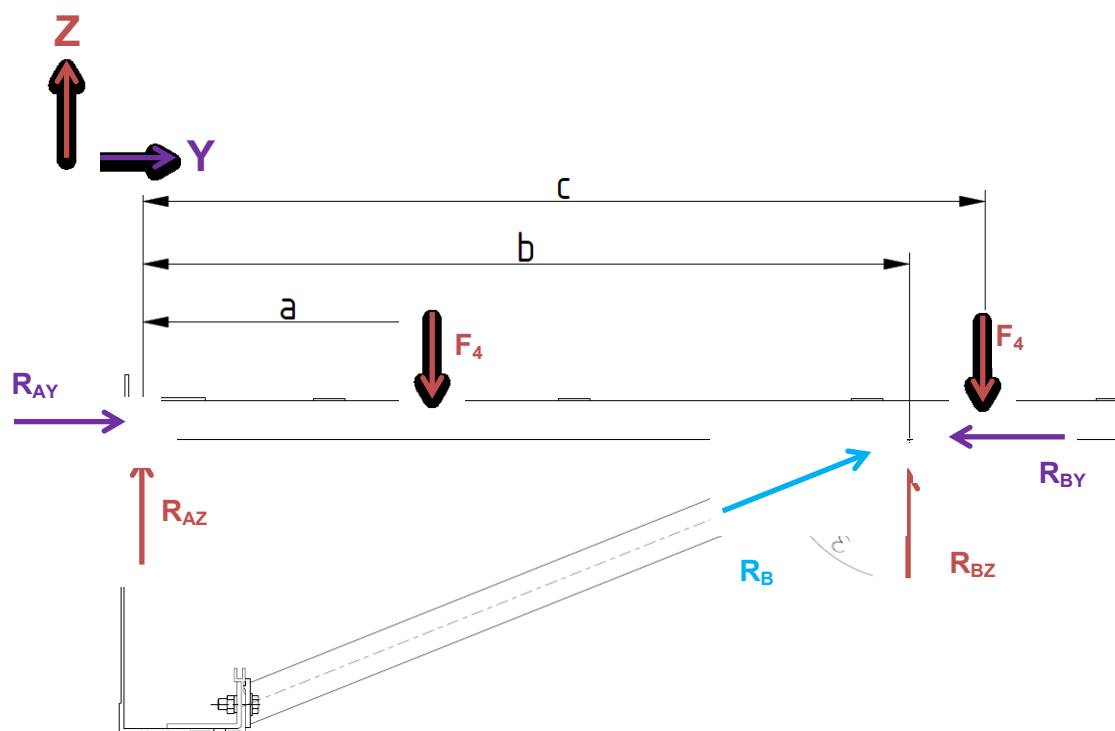
Obrázek 3.3 – Zkušební síly na dvojsedadle

Obrázek 3.3 vyznačuje zatěžující síly předepsané normou UIC – 566, její definice je popsána v kapitole 1.5.1. V mém případně beru v úvahu dvě prioritní síly, které vytváří ohybový moment a je nutné zahrnout jejich působení do výpočtu, respektive s nimi kalkulovat při kontrole šroubů. Síla F_1 působící na horní část opěradla vyvoluje moment na rám sedadla a namáhá šrouby na ohyb. Její působíště není přesně definováno, dle normy musí zkušební síla působit v horní části opěradla v prostoru 380 x 380 mm, a proto zvolím tak střed sedadla. Síla F_4 simuluje zatížení pasažérem. Její velikost zhruba odpovídá hmotnosti cestujícího, se kterým norma počítá (100 kg), rovněž jako u síly F_1 není přesně dáno, kde má síla působíště, opět je dána pouze orientačním vyčleněním prostoru o velikosti 380 x 220 mm. Z hlediska následné statické analýzy, která bude provedena, budu stejně jako u síly F_1 uvažovat střed sedáku.

Sílu F_4 , je možné nahradit silou F'_4 , ta je specifikována na okraj sedáku při opačném působení jako u síly F_4 . Pro můj návrhový výpočet nebude použita. Její působení zohledním až v následné pevnostní kontrole.

3.2.1 Výpočet reakčních sil

Na základě zkušebních sil mohu určit velikost a směr reakcí. Obr.3.4 poukazuje síly a reakce v rovině Y – Z. Z vypočtených hodnot mohu následně provést předběžný návrh průměrů upevňovacích šroubů.



Obrázek 3.4 – Schéma rámu sedadla

Vstupní podmínky pro výpočet:

- vzdálenost působíště síly F_4 na první sedadlo $a = 300 \text{ mm}$
- vzdálenost působíště reakce R_{BZ} $b = 714 \text{ mm}$
- vzdálenost působíště síly F_4 na druhé sedadlo $c = 805 \text{ mm}$

➤ Reakce R_{BZ}

Z rovnice (3.1), která představuje součet momentů k bodu A, určíme reakci R_{BZ} .

$$\sum M_A = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (3.1)$$

$$F_4 \cdot a + F_4 \cdot c - R_{BZ} \cdot b = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{F_4 \cdot (a + c)}{b}$$

$$R_{BZ} = \frac{1\,000 \cdot (300 + 805)}{714}$$

$$R_{BZ} = 1\,548 \text{ N}$$

➤ Reakce R_B

Abych byl schopný dalšího postupu, musím nejprve z rovnice (3.2) vyjádřit reakci R_B , která působí v ose podpěry. K získání výsledné reakce R_B použiji goniometrickou funkci cosinus a dosadím vypočítanou hodnotu R_{BZ} .

$$\cos \varepsilon = \frac{R_{BZ}}{R_B} \rightarrow R_B \quad [\text{N}] \quad (3.2)$$

$$R_B = \frac{R_{BZ}}{\cos \varepsilon}$$

$$R_B = \frac{1\,548}{\cos 69^\circ}$$

$$R_B = 3\,308 \text{ N}$$

➤ Reakce R_{AZ}

Rovnice (3.3) představuje sumu všech sil působících v ose Z. Upravením získám vzorec pro výpočet reakce R_{AZ} .

$$\sum F_Z = 0 \quad [\text{N}] \quad (3.3)$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} - 2F_4 = 0$$

$$R_{AZ} = 2F_4 - R_{BZ}$$

$$R_{AZ} = 2 \cdot 1\,000 - 1\,548$$

$$R_{AZ} = 452 \text{ N}$$

➤ Reakce R_{BY}

Výpočet reakce R_{BY} je opět založen na principu goniometrické funkce, přičemž v tomto případě je použita funkce sinus. Do rovnice (3.4) je dosazena hodnota z rovnice (3.2).

$$\sin \varepsilon = \frac{R_{BY}}{R_B} \rightarrow R_{BY} \quad [\text{N}] \quad (3.4)$$

$$R_{BY} = \sin \varepsilon \cdot R_B$$

$$R_{BY} = \sin 69 \cdot 3\,308$$

$$R_{BY} = 2\,924 \text{ N}$$

➤ Reakce R_{AY}

Pro zjištění reakce R_{AY} je nutné určit sumu všech působících sil v ose Y (3.5).
Následnou úpravou získám vzorec, který slouží pro výpočet reakce.

$$\sum F_y = 0 \quad [N] \quad (3.5)$$

$$R_{AY} - R_{BY} = 0$$

$$R_{AY} = R_{BY}$$

$$R_{AY} = 2\,924\,N$$

3.2.2 Návrh a kontrolní výpočet šroubového spojení rám – bočnice

a) Návrh šroubového spojení

Rám sedadla je upevněn k bočnici sedadla pomocí dvou nenormalizovaných šroubů, které jsou konstrukčně navrženy pro snadnou montáž. Použitý materiál je konstrukční uhlíková ocel 13 141.6 a specifikace závitu je dle normy ČSN 01 4012. Výpočet pro návrh velikosti vychází z pevnostní podmínky pro tah, kde $\sigma_t \leq \sigma_{Dt}$.

Vstupní podmínky pro výpočet: [12]

- Mez kluzu šroubu $Re = 450\,MPa$
- Vrubový součinitel $\beta = 1,3$
- Součinitel statické bezpečnosti $ks = 3$

➤ Osová síla na jeden šroub F_{01}

Pro návrh šroubu je nutné určit osovou sílu, která působí na jeden šroub. Proto vycházím z rovnice (3.5), kde je vypočítaná reakce v bodě A pro osu Y. Dosazením do rovnice (3.6) pak získám osovou sílu na jeden šroub.

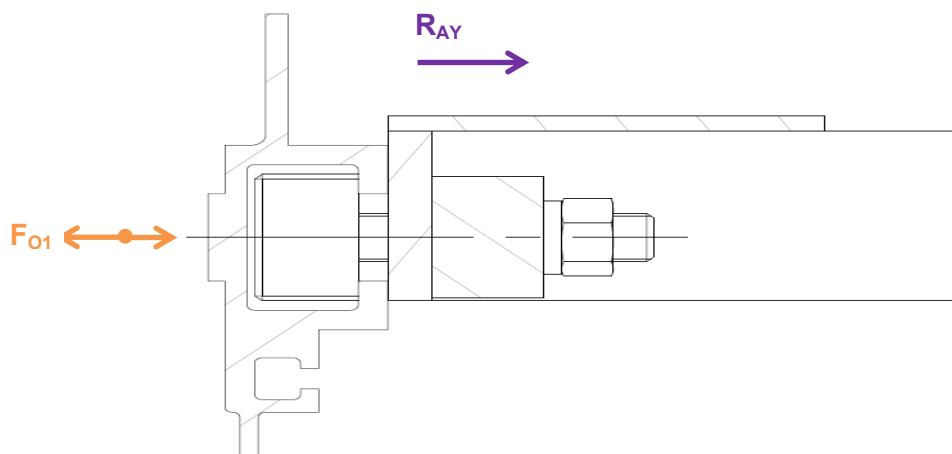
$$F_{01} = \frac{R_{AY}}{i} \quad [N] \quad (3.6)$$

$$F_{01} = \frac{2\,924}{2}$$

$$F_{01} = 1\,462\,N$$

Kde:

i	počet šroubů	[-]
R_{AY}	reakce v ose Y	[N]



Obrázek 3.5 – Šroubové spojení bočnice – rám sedadla

➤ Návrh průměru šroubu

Návrh šroubu vychází z pevnostní podmínky (3.7), která po úpravě dovoluje vypočítat předběžný průměr šroubu.

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} \quad [\text{MPa}] \quad (3.7)$$

$$\beta \cdot \frac{F_{o1}}{S} \leq \frac{Re}{k_s}$$

$$\beta \cdot \frac{F_{o1}}{S \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \frac{Re}{k_s} \rightarrow d'$$

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{o1} \cdot \beta \cdot k_s}{Re \cdot \pi}}$$

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot 1\,462 \cdot 1,3 \cdot 3}{450 \cdot \pi}} = 4,1 \text{ mm}$$

Z předběžného výpočtu průměru šroubu je obvykle volena nejbližší vyšší velikost závitu. V mém případě by volba padla na závit M6, ovšem v rámci pevnostní kontroly šroubu a kontroly na zkušební zatížení od síly F_1 , závit nevyhověl. A proto volím závit M10 ČSN 01 4012, který splňuje podmínky.

b) Kontrola šroubového spojení

Pro mnou zvolený závit M10 je nutné provést pevnostní kontrolu na kombinované namáhání tah – krut, které vznikají jako následek působení reakčních sil.

Specifikace závitu M10 ČSN 01 4012 [12]

- Malý průměr závitu $d_3 = 8,773 \text{ mm}$
- Středí Průměr závitu $d_2 = 9,350 \text{ mm}$
- Velký průměr závitu $d = 10 \text{ mm}$
- Rozteč závitu $P = 1$
- Součinitel tření na závitu $f_z = 0,15$
- Úhel profilu $\alpha = 60^\circ$

➤ Úhel stoupání závitu γ

Úhel stoupání závitu je závislý na zvoleném stoupání a středním průměru závitu d_2 .

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad [^\circ] \quad (3.8)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{1}{\pi \cdot 9,350}\right)$$

$$\gamma = 2,167^\circ$$

➤ Redukovaný třecí úhel φ'

Pro redukovaný třecí úhel je hlavní proměnnou součinitel tření na závitu f_z , jeho velikost je dána materiálem případně povrchovou úpravou šroubu a matice. Pro můj výpočet jsem bral hodnoty ze Strojnických tabulek. Šroub i matice je ocel bez povrchové úpravy.

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\sin \frac{\alpha}{2}}\right) \quad [^\circ] \quad (3.9)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{0,15}{\sin \frac{60}{2}}\right)$$

$$\varphi' = 9,827^\circ$$

Podmínka samosvornosti je platná $\varphi' > \gamma$.

➤ Napětí v tahu σ_t

Napětí v tahu se odvíjí od velikosti osově síly, ta je pevně dána. V případě nutnosti redukovat velikost napětí je nutné měnit velikost závitu.

$$\sigma_t = \frac{F_{o1}}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (3.10)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{o1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_t = \frac{1\,462}{\frac{\pi \cdot 8,773^2}{4}}$$

$$\sigma_t = 24,2 \text{ MPa}$$

➤ Napětí v krutu τ_k

Napětí v krutu vychází z osově síly na jeden šroub, nastane-li opět případ, kdy musíme snížit velikost napětí, je vhodné změnit velikost závitu případně i jeho stoupání.

$$\tau_k = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (3.11)$$

$$\tau_k = \frac{F_O \cdot tg \cdot (\varphi' + \gamma) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau_k = \frac{1\,462 \cdot tg \cdot (9,827 + 2,167) \cdot \frac{9,350}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,773^3}{16}}$$

$$\tau_k = 11 \text{ MPa}$$

➤ Redukované napětí σ_{red}

Pro pevnostní kontrolu použijí výpočet redukovaného napětí dle Guesta. Na základě vypočtených předchozích dílčích výsledků z rovnic (3.10) a (3.11) mohou dopočítat redukované napětí dle rovnice (3.12).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{dov} \quad [\text{MPa}] \quad (3.12)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{24,2^2 + 4 \cdot 11^2}$$

$$\sigma_{red} = 32,6 \text{ MPa}$$

➤ Dovolené napětí σ_{dov}

Dovolené napětí vychází z meze kluzu mnou zvoleného materiálu šroubu a bezpečnostního součinitele. Dosazením těchto dvou hodnot do rovnice (3.13) dosáhnou dovoleného napětí, které slouží jako mezní hodnota pro posouzení při kontrole.

$$\sigma_{dov} = \frac{Re}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (3.13)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{450}{3}$$

$$\sigma_{dov} = 150 \text{ MPa}$$

Dosazením do pevnostní podmínky vyplývá, že podmínka je platná $\sigma_{red} < \sigma_{dov}$.

c) Kontrolní výpočet od zkušební síly F_1

Síla F_1 v mém případě vyvoluje na šroubové spojení kombinaci namáhání tah – střih. Tyto dvě dílčí napětí je nutné přepočíst na redukované napětí a následně jej zkontrolovat s napětím dovoleným.

➤ Napětí v tahu σ_t

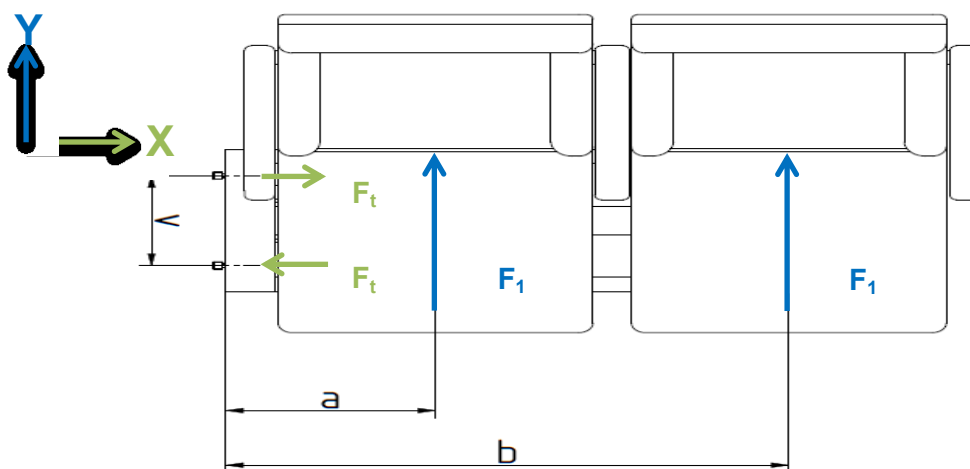
Pro úspěšné vyřešení tahového napětí je nutné nejprve sílu F_1 , jenž působí mimo osu šroubu, přepočíst do jejího působíště.

Vstupní podmínky pro výpočet:

$$F_1 = 1\,500 \text{ N}$$

$$a = 300 \text{ mm} \quad v = 190 \text{ mm}$$

$$c = 805 \text{ mm}$$



Obrázek 3.6 – Provozní síly na dvousedadle rovina X – Y

Jak je patrné z obr.3.6, síly F_1 působí na stejných ramenech jako síly F_4 z kapitoly 3.2.1.

$$F_t \cdot v = F_1 \cdot a + F_1 \cdot b \rightarrow F_t \quad [\text{N}; \text{mm}] \quad (3.14)$$

$$F_t = \frac{F_1 \cdot (a + b)}{v}$$

$$F_t = \frac{1500 \cdot (300 + 805)}{190}$$

$$F_t = 8\,724 \text{ N}$$

Dosazením síly F_t do rovnice (3.10) získám napětí v tahu, které zatěžuje šroub.

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt} \quad [\text{MPa}] \quad (3.10)$$

$$\sigma_t = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_t = \frac{8\,724}{\frac{\pi \cdot 8,773^2}{4}}$$

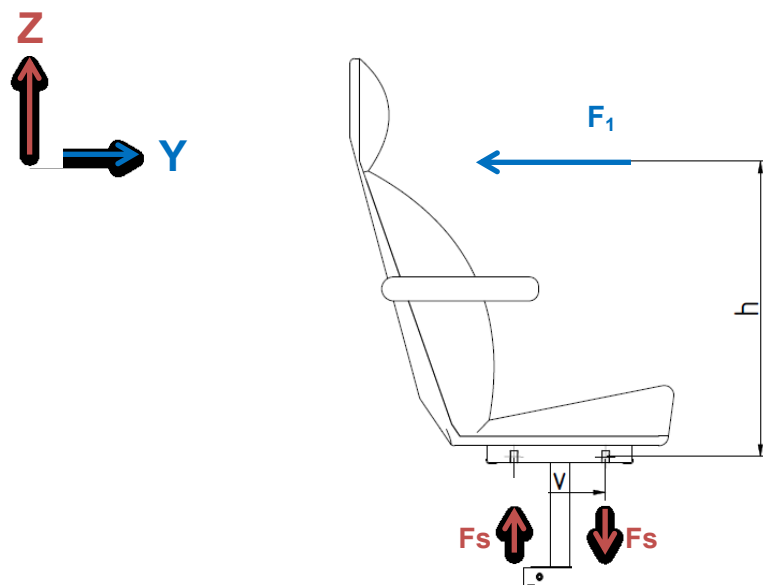
$$\sigma_t = 144,3 \text{ MPa}$$

➤ Napětí ve střihu τ_s

Sílu F_1 je rovněž nutné přepočítat v rovině X – Z, která namáhá šroub na střih.

Vstupní podmínky pro výpočet:

- $F_1 = 1\,500 \text{ N}$
- $h = 615 \text{ mm}$
- $v = 190 \text{ mm}$



Obrázek 3.7 – Provozní síly na dvousedadle rovina Y – Z

$$F_s \cdot v = 2 \cdot F_1 \cdot h \rightarrow F_s \quad [\text{N}; \text{mm}] \quad (3.15)$$

$$F_s = \frac{2 \cdot F_1 \cdot h}{v}$$

$$F_s = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 615}{190}$$

$$F_s = 9\,711\, \text{N}$$

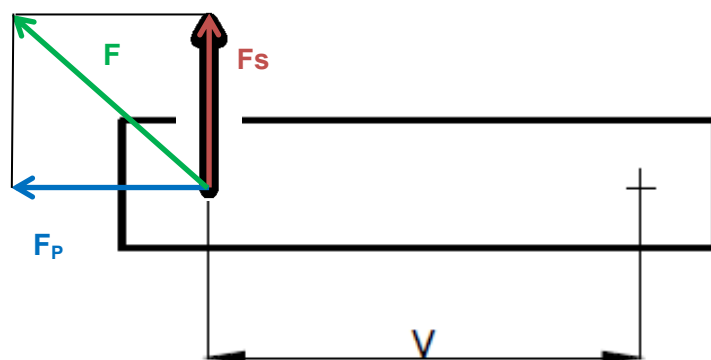
Vlivem působení síly F_1 vzniká a působí podélná reakce ve směru osy X na každý šroub.

$$F_p = \frac{F_1}{i} \quad [\text{N}] \quad (3.16)$$

$$F_p = \frac{1\,500}{2}$$

$$F_p = 750\, \text{N}$$

Tyto síly působí na šroub jako kombinované zatížení. Tento fakt vede k nutnosti sečíst síly vektorově a následně vypočítat napětí ve střihu.



Obrázek 3.8 – Vektorové vyjádření sil

$$F = \sqrt{F_S^2 + F_P^2} \quad [\text{N}] \quad (3.17)$$

$$F = \sqrt{9\,711^2 + 750^2}$$

$$F = 9\,740 \text{ N}$$

Výslednou sílu F z rovnice (3.17) dosadím do pevnostní podmínky (3.18) a vypočítám napětí ve střihu.

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \quad [\text{MPa}] \quad (3.18)$$

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\tau_s = \frac{9\,740}{\frac{\pi \cdot 8,773^2}{4}}$$

$$\tau_s = 161,2 \text{ MPa}$$

➤ Redukované napětí σ_{red} :

Dílčí výpočty jednotlivých napětí z rovnic (3.10) a (3.18) dovolují vypočítat redukované napětí, které je následně porovnáváno s dovoleným.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{dov} \quad [\text{MPa}] \quad (3.12)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{144,3^2 + 4 \cdot 161,2^2}$$

$$\sigma_{red} = 353,2 \text{ MPa}$$

➤ Dovolené napětí σ_{dov}

Dovolené napětí určené pro kontrolu je závislé na koeficientu bezpečnosti. Ten je pevně definován normou UIC – 566, přičemž vycházím z hodnoty napětí na mezi kluzu. Pro můj případ je hodnota koeficientu bezpečnosti rovna $S = 1,1$.

$$\sigma_{dov} = \frac{Re}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (3.19)$$

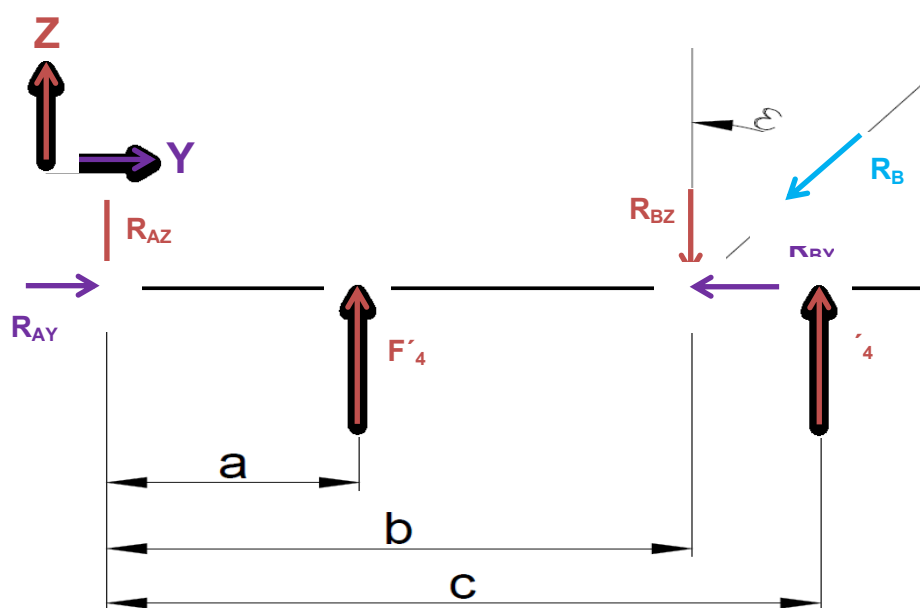
$$\sigma_{dov} = \frac{450}{1,1}$$

$$\sigma_{dov} = 409 \text{ MPa}$$

Dosazením do pevnostní podmínky vyplývá, že podmínka je platná $\sigma_{red} < \sigma_{dov}$.

d) Kontrolní výpočet od zkušební síly F'_4

Síly F'_4 opět vyvozují na šroubové spojení kombinaci namáhání tah – střih. Základní postup výpočtu se shoduje s kapitolou 3.2.1. Změna je pouze v opačném směru působení sil a reakcí.



Obrázek 3.9 – Schéma rámu při působení síly F'_4

Vstupní podmínky pro výpočet:

- vzdálenost působíště síly F_4 na první sedadlo $a = 300 \text{ mm}$
- vzdálenost působíště reakce R_{BZ} $b = 714 \text{ mm}$
- vzdálenost působíště síly F_4 na druhé sedadlo $c = 805 \text{ mm}$

➤ Reakce R_{BZ}

$$\sum M_A = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (3.1)$$

$$-F'_4 \cdot a - F'_4 \cdot c + R_{BZ} \cdot b = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{F'_4 \cdot (a + c)}{b}$$

$$R_{BZ} = \frac{1\,200 \cdot (300 + 805)}{714}$$

$$R_{BZ} = 1\,857 \text{ N}$$

➤ Reakce R_B

$$\cos \varepsilon = \frac{R_{BZ}}{R_B} \rightarrow R_B \quad [\text{N}] \quad (3.2)$$

$$R_B = \frac{R_{BZ}}{\cos \varepsilon}$$

$$R_B = \frac{1\,857}{\cos 69^\circ}$$

$$R_B = 3\,969 \text{ N}$$

➤ Reakce R_{AZ}

$$\sum F_Z = 0 \quad [\text{N}] \quad (3.3)$$

$$2F'_4 - R_{AZ} - R_{BZ} = 0$$

$$R_{AZ} = 2F'_4 - R_{BZ}$$

$$R_{AZ} = 2 \cdot 1\,200 - 1\,857$$

$$R_{AZ} = 543 \text{ N}$$

➤ Reakce R_{BY}

$$\sin \varepsilon = \frac{R_{BY}}{R_B} \rightarrow R_{BY} \quad [\text{N}] \quad (3.4)$$

$$R_{BY} = \sin \varepsilon \cdot R_B$$

$$R_{BY} = \sin 69 \cdot 3\,969$$

$$R_{BY} = 3\,508 \text{ N}$$

➤ Reakce R_{AY}

$$\sum F_y = 0 \quad [\text{N}] \quad (3.5)$$

$$R_{AY} - R_{BY} = 0$$

$$R_{AY} = R_{BY}$$

$$R_{AY} = 3\,508 \text{ N}$$

➤ Napětí v tahu σ_t

Pro výpočet napětí v tahu je nutné reakci R_{AY} přepočítat na osovou sílu, která působí na jeden šroub.

$$F_{o1} = \frac{R_{AY}}{i} \quad [\text{N}] \quad (3.6)$$

$$F_{o1} = \frac{3\,508}{2}$$

$$F_{o1} = 1\,754 \text{ N}$$

Osovou sílu z rovnice (3.6) dosadím do rovnice (3.15) pro výpočet napětí σ_t .

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt} \quad [\text{MPa}] \quad (3.10)$$

$$\sigma_t = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_t = \frac{1\,754}{\frac{\pi \cdot 8,773^2}{4}}$$

$$\sigma_t = 29,2 \text{ MPa}$$

➤ Napětí ve střihu τ_s

Síla, jež působí na šroub a namáhá jej na střih, je v mém případě reakce R_{AZ} .

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \quad [\text{MPa}] \quad (3.18)$$

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\tau_s = \frac{543}{\frac{\pi \cdot 8,773^2}{4}}$$

$$\tau_s = 9 \text{ MPa}$$

➤ Redukované napětí σ_{red}

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{dov} \quad [\text{MPa}] \quad (3.12)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{29,2^2 + 4 \cdot 9^2}$$

$$\sigma_{red} = 34,3 \text{ MPa}$$

➤ Dovolené napětí σ_{dov}

Hodnota dovoleného redukovaného napětí zůstává stejná i pro tento případ silového působení. Tzn. hodnota koeficientu bezpečnosti je rovna $S = 1,1$.

$$\sigma_{dov} = \frac{Re}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (3.19)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{450}{1,1}$$

$$\tau_{Ds} = 409 \text{ MPa}$$

Dosazením do pevnostní podmínky vyplývá, že podmínka je platná $\sigma_{red} < \sigma_{dov}$.

3.2.3 Návrh a kontrolní výpočet šroubového spojení rám – patka bočnice

a) Návrh šroubového spojení

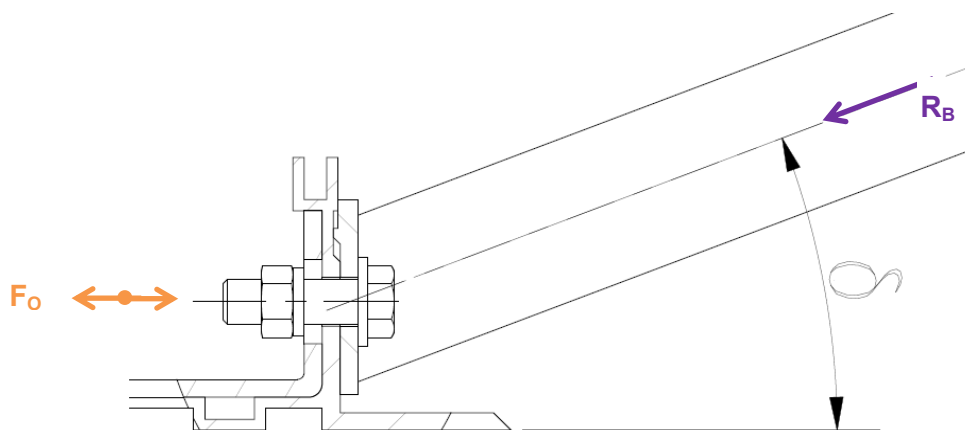
V místě, kde kotví podpěra do bočnice, je šroubové spojení realizováno dvěma normalizovanými šrouby ČSN 02 1103 třídy pevnosti 6.8. Výpočet pro návrh velikosti vychází z pevnostní podmínky pro tah, kde $\sigma_t \leq \sigma_{Dt}$.

Vstupní podmínky pro výpočet: [12]

- Mez kluzu šroubu $Re = 480 \text{ MPa}$
- Vrubový součinitel $\beta = 1,3$
- Součinitel statické bezpečnosti $ks = 3$

➤ Osová síla na jeden šroub F_o

Osová síla ve šroubu je totožná jako u předchozího výpočtu. Přepočtením reakce R_B na složku působící v ose šroubu zjistíme, že hodnota je totožná.



Obrázek 3.10 – Schéma šroubové spojení v patce bočnice

Využitím goniometrické funkce cosinus určí složku reakce (3.15), která svírá úhel δ vůči ose podpěry.

$$\cos \delta = \frac{F_O}{R_B} \rightarrow F_O \quad [\text{N}] \quad (3.20)$$

$$F_O = R_B \cdot \cos \delta$$

$$F_O = 3\,308 \cdot \cos 21$$

$$F_O = 3\,130 \text{ N}$$

Z výsledku je patrné, že osová síla je jako v rovnici (3.5). Následující výpočet se nebude lišit od předchozího návrhu.

➤ Osová síla na jeden šroub F_{O1}

Dosazením do rovnice (3.6) pro celkovou osovou sílu vypočítanou v rovnici (3.20) získám osovou sílu na jeden šroub v patce bočnice.

$$F_{O1} = \frac{F_O}{i} \quad [\text{N}] \quad (3.6)$$

$$F_{O1} = \frac{3\,130}{2}$$

$$F_{O1} = 1\,565 \text{ N}$$

Kde:

i	počet šroubů	[-]
F_O	celková osová síla	[N]

➤ Návrh průměru šroubu

Návrh vychází z pevnostní podmínky (3.7), která po úpravě dovoluje vypočítat předběžný průměr šroubu.

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} \quad [\text{MPa}] \quad (3.7)$$

$$\beta \cdot \frac{F_{o1}}{S} \leq \frac{Re}{ks}$$

$$\beta \cdot \frac{F_{o1}}{S \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \frac{Re}{ks} \rightarrow d'$$

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{o1} \cdot \beta \cdot ks}{Re \cdot \pi}} \quad [\text{mm}]$$

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot 1\,565 \cdot 1,3 \cdot 3}{480 \cdot \pi}}$$

$$d' = 4,1 \text{ mm}$$

Volba nejvhodnějšího závitu je velikost M8, v případě nižších velikostí závit nevyhovuje.

b) Kontrola šroubového spojení

Pro závit M8 provedu kontrolu na kombinované namáhání tah – krut.

Specifikace závitu M8 ČSN 01 4012 [12]

- Malý průměr závitu $d_3 = 6,773 \text{ mm}$
- Středí Průměr závitu $d_2 = 7,350 \text{ mm}$
- Velký průměr závitu $d = 8 \text{ mm}$
- Rozteč závitu $P = 1$
- Součinitel tření na závitu $f_z = 0,15$
- Úhel profilu $\alpha = 60^\circ$

➤ Úhel stoupání závitu γ

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad [^\circ] \quad (3.8)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{1}{\pi \cdot 7,350}\right)$$

$$\gamma = 2,755^\circ$$

➤ Redukovaný třecí úhel φ'

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{fz}{\sin\frac{\alpha}{2}}\right) \quad [^\circ] \quad (3.9)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{0,15}{\sin\frac{60}{2}}\right)$$

$$\varphi' = 9,827^\circ$$

Podmínka samosvornosti je platná $\varphi' > \gamma$.

➤ Napětí v tahu σ_t :

$$\sigma_t = \frac{F_{o1}}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (3.10)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{o1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_t = \frac{1\,565}{\frac{\pi \cdot 6,773^2}{4}}$$

$$\sigma_t = 43,4 \text{ MPa}$$

➤ Napětí v krutu τ_k :

$$\tau_k = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (3.11)$$

$$\tau_k = \frac{F_o \cdot tg \cdot (\varphi' + \gamma) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau_k = \frac{1\,565 \cdot tg \cdot (9,827 + 2,755) \cdot \frac{7,350}{2}}{\frac{\pi \cdot 6,773^3}{16}}$$

$$\tau_k = 21,1 \text{ MPa}$$

➤ Pro pevností kontrolu použijí výpočet redukovaného napětí dle Guesta σ_{red} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{dov} \quad [\text{MPa}] \quad (3.12)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{43,4^2 + 4 \cdot 21,1^2}$$

$$\sigma_{red} = 60,5 \text{ MPa}$$

➤ Dovolené napětí σ_{dov} :

$$\sigma_{dov} = \frac{Re}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (3.13)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{480}{3}$$

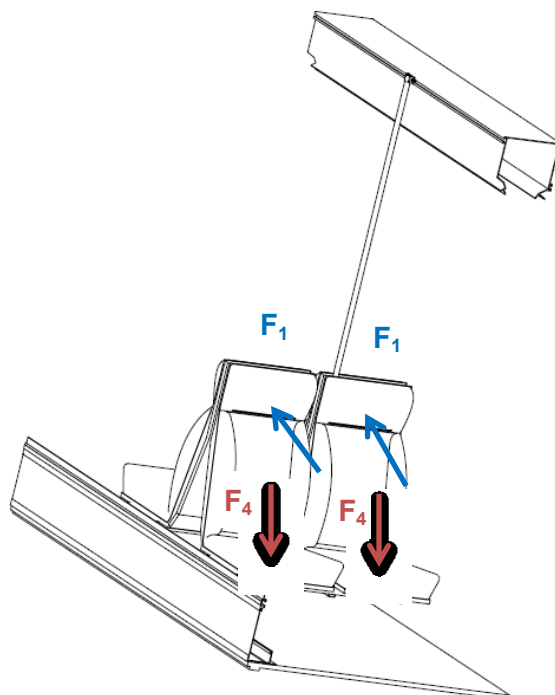
$$\sigma_{dov} = 160 \text{ MPa}$$

Dosažením do pevnostní podmínky vyplývá, že podmínka je platná $\sigma_{red} < \sigma_{dov}$.

Pro šroubové spojení rám - patka bočnice není nutné provádět kontrolu na tah a stříh. Vycházím z předpokladu, že spojení rám – bočnice přenáší většinu namáhání.

3.3 Návrh uchycení bočnice – strop

Tento způsob uchycení vychází z předchozí konstrukce. Uvažovat nad kompletní novou konstrukcí se jeví jako zbytečný úkon a i z ekonomického hlediska by případná výroba dvojího typu byla nerentabilní. Proto je rám pro čtyřsedadlo s minimálními úpravami stejný. Přidána je závěsná tyč, která slouží jako nosný prvek vnější strany rámu sedadla, kdežto podpěra, která nesla a kotvila rám do spodní části bočnice, je odebrána.



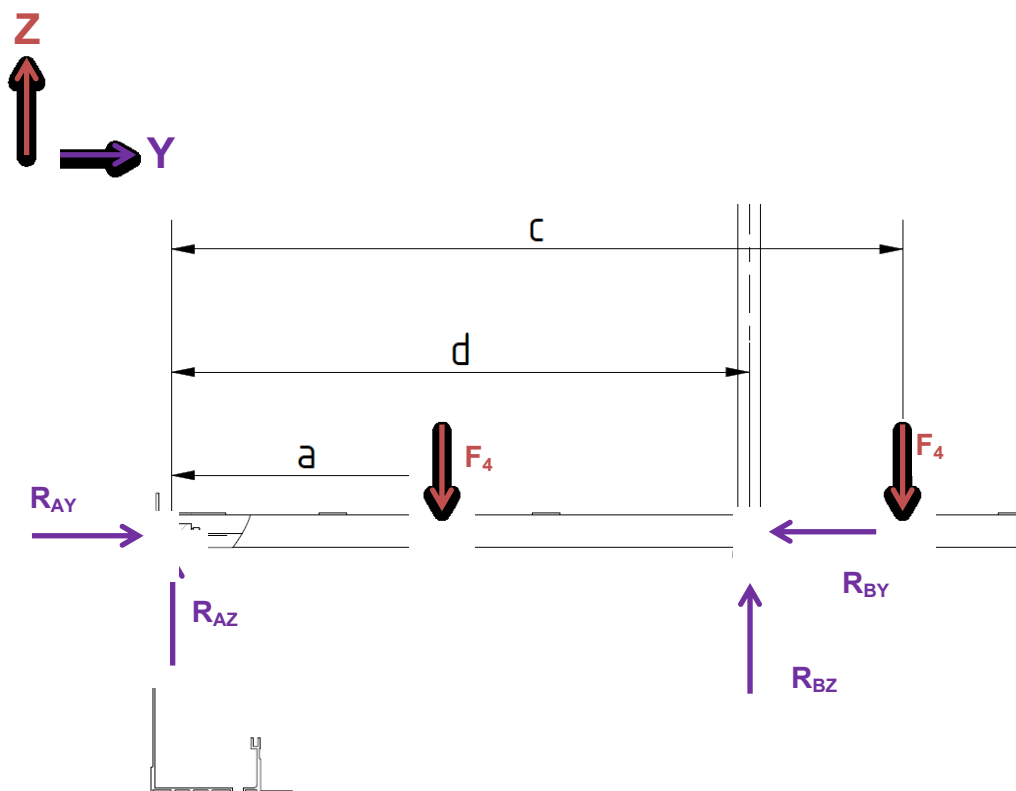
Obrázek 3.11 – Zkušební síly na čtyřsedadle

Obrázek 3.11 poukazuje na zatěžující síly dle normy UIC – 566. Jak je patrné, jejich působení je totožné s předchozí variantou dvojsedadla, přičemž zde síly působí na každé

sedadlo. A proto je nutné, aby se při výpočtu reakcí počítalo s každou zatěžující silou, pro případ úplného obsazení.

3.3.1 Výpočet reakčních sil

Na základě zkušebních sil mohu určit velikost a směr reakcí. Obr.3.12 zobrazuje síly a reakce v rovině Y – Z. Z vypočtených hodnot mohu následně provést předběžný návrh průměrů upevňovacích šroubů.



Obrázek 3.12 – Schéma rámu sedadla

Vstupní podmínky pro výpočet:

- vzdálenost působíště síly F_4 na první sedadlo $a = 300 \text{ mm}$
- vzdálenost působíště reakce R_{BZ} $d = 618,5 \text{ mm}$
- vzdálenost působíště síly F_4 na druhé sedadlo $c = 805 \text{ mm}$

Rovnice (3.21) představuje součet všech momentů k bodu A. Vyjádřením určím reakci R_{BZ} .

$$\sum M_A = 0 \quad [\text{N}\cdot\text{mm}] \quad (3.21)$$

$$2 \cdot F_4 \cdot a + 2 \cdot F_4 \cdot c - R_{Bz} \cdot d = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{2 \cdot F_4 \cdot (a + c)}{d}$$

$$R_{Bz} = \frac{2 \cdot 1\,000 \cdot (300 + 805)}{618,5}$$

$$R_{Bz} = 3\,573 \text{ N}$$

Suma všech sil (3.22) v ose Z poslouží jako výchozí rovnice pro vyjádření reakce R_{Az} , která působí v ose Y.

$$\sum F_Z = 0 \quad [\text{N}] \quad (3.22)$$

$$R_{Az} + R_{Bz} - 4F_4 = 0$$

$$R_{Az} = 4F_4 - R_{Bz}$$

$$R_{Az} = 4 \cdot 1\,000 - 3\,573$$

$$R_{Az} = 427 \text{ N}$$

Pro zjištění reakce R_{Ay} je nutné určit sumu všech sil působících v ose Y (3.23). Následnou úpravou dosáhnou vzorec, který slouží pro výpočet reakce.

$$\sum F_y = 0 \quad [\text{N}] \quad (3.23)$$

$$R_{Ay} - R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} = R_{By}$$

$$R_{Ay} = 0 \text{ N}$$

3.3.2 Návrh a kontrolní výpočet šroubového spojení tyč – vzduchovod

Rám sedadla bude ukotven obdobně jako v předchozím návrhu, vnitřní strana bude přichycena dvěma šrouby do C – drážky bočnice. Jelikož reakce působící v místě kotvení bočnice a rámu není větší než v případě návrhu dvousedadla, bude použit již navrhnutý šroub z varianty pro dvojsedadlo. I z výrobního hlediska, respektive finančního bude tento krok výhodný.

Závěsná tyč bude pomocí příložky na konci tyče ukotvena do C – drážky vzduchovodu prostřednictvím dvou šroubů obr.3.13.

a) Návrh šroubového spojení

Šroubové spojení bude realizováno pomocí dvou nenormalizovaných šroubů, které budou vyrobeny dle přiložených výrobních výkresů. Důvod, proč jsem zvolil právě výrobu svého atypického šroubu, vychází ze snahy o co nejvíce zjednodušit montáž. Kdy vsunutím a následným jednoduchým pootočením šroubu o 90° získá šroub dostatečnou oporu uvnitř C – drážky.

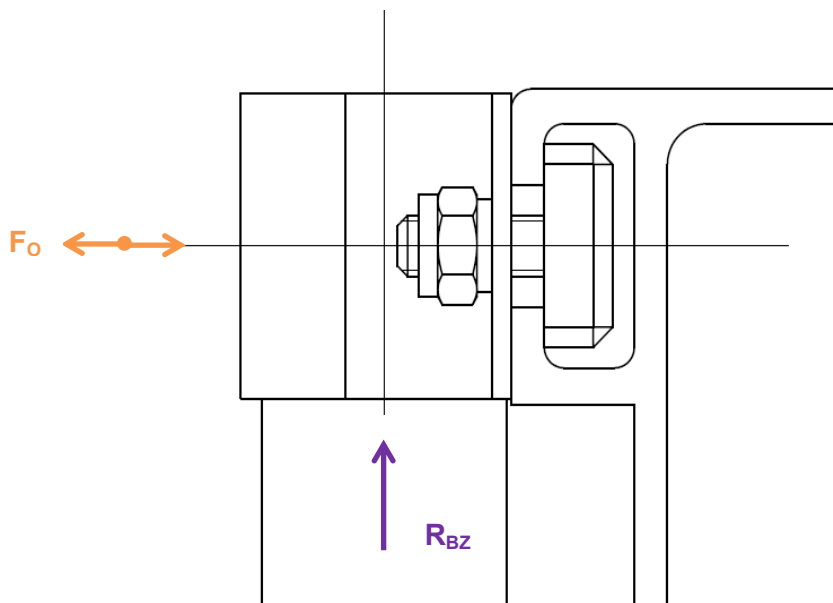
Materiál pro výrobu šroubu je volen stejný jako v případě dvousedadla, tedy konstrukční uhlíková ocel 13 141.6 a specifikace závitu je dle normy ČSN 01 4012. Pro výpočet a návrh velikosti vycházím z pevnostní podmínky pro tah, kde $\sigma_t \leq \sigma_{Dt}$.

Vstupní podmínky pro výpočet: [12]

- Mez kluzu šroubu $Re = 450 \text{ MPa}$
- Vrubový součinitel $\beta = 1,3$
- Součinitel statické bezpečnosti $ks = 3$
- součinitel bezpečnosti $k = 1,3$
- součinitel smykového tření $f = 0,4$

➤ Osová síla F_o

Osová síla vychází z rovnice (3.21) a představuje reakci R_{Bz} v závěsné tyči. Tato reakce je brána jako provozní síla F_P^\perp kolmá na osu šroubu.



Obrázek 3.13 – Schéma šroubového spojení závěsná tyč – vzduchovod

$$F_T > F_P^\perp \quad [\text{N}] \quad (3.24)$$

$$F_T = F_P^\perp \cdot k$$

$$F_O \cdot f = F_P^\perp \cdot k$$

$$F_O = \frac{F_P^\perp \cdot k}{f}$$

$$F_O = \frac{3\,573 \cdot 1,3}{0,4}$$

$$F_O = 11\,612 \text{ N}$$

➤ Osová síla na jeden šroub F_{O1}

Osová síla na jeden šroub počítá s použitím dvou šroubů, do kterých se síla rozloží. Dosazením do rovnice (3.6) celkovou osovou sílu z rovnice (3.24), získám dílčí osovou sílu na jeden šroub.

$$F_{O1} = \frac{F_O}{i} \quad [\text{N}] \quad (3.6)$$

$$F_{O1} = \frac{11\,612}{2}$$

$$F_{O1} = 5\,806 \text{ N}$$

➤ Návrh průměru šroubu

Návrh šroubu vychází z pevnostní podmínky (3.7), která po úpravě dovoluje vypočítat předběžný průměr šroubu.

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} \quad [\text{MPa}] \quad (3.7)$$

$$\beta \cdot \frac{F_{O1}}{S} \leq \frac{Re}{ks}$$

$$\beta \cdot \frac{F_{O1}}{S \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \frac{Re}{ks} \rightarrow d'$$

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{O1} \cdot \beta \cdot ks}{Re \cdot \pi}} \quad [\text{mm}]$$

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot 5\,806 \cdot 1,3 \cdot 3}{450 \cdot \pi}}$$

$$d' = 8,01 \text{ mm}$$

Ačkoliv vychází předběžný průměr těsně na hranici závitu M8, po následné kontrole nevyhověl, a proto volím závit M10.

b) Kontrola šroubového spojení

Zvolený závit bude zkontrolován na kombinované namáhání tah – krut.

Specifikace závitu M10 ČSN 01 4012 [12]

- Malý průměr závitu $d_3 = 8,773 \text{ mm}$
- Středí Průměr závitu $d_2 = 9,350 \text{ mm}$
- Velký průměr závitu $d = 10 \text{ mm}$
- Rozteč závitu $P = 1$
- Součinitel tření na závitu $f_z = 0,15$
- Úhel profilu $\alpha = 60^\circ$

➤ Úhel stoupání závitu γ

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad [^\circ] \quad (3.8)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{1}{\pi \cdot 9,350}\right)$$

$$\gamma = 2,166^\circ$$

➤ Redukovaný třecí úhel φ'

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\sin \frac{\alpha}{2}}\right) \quad [^\circ] \quad (3.9)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{0,15}{\sin \frac{60}{2}}\right)$$

$$\varphi' = 9,827^\circ$$

Podmínka samosvornosti je platná $\varphi' > \gamma$.

➤ Napětí v tahu σ_t :

$$\sigma_t = \frac{F_{o1}}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (3.10)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{o1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_t = \frac{5\,806}{\frac{\pi \cdot 8,773^2}{4}}$$

$$\sigma_t = 96,1 \text{ MPa}$$

➤ Napětí v krutu τ_k :

$$\tau_k = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (3.11)$$

$$\tau_k = \frac{F_o \cdot tg \cdot (\varphi' + \gamma) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau_k = \frac{5\,806 \cdot tg \cdot (9,827 + 2,166) \cdot \frac{9,350}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,773^3}{16}}$$

$$\tau_k = 42,7 \text{ MPa}$$

➤ Redukované napětí σ_{red}

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{dov} \quad [\text{MPa}] \quad (3.12)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{96,1^2 + 4 \cdot 42,7^2}$$

$$\sigma_{red} = 128,6 \text{ MPa}$$

➤ Dovolené napětí σ_{dov}

$$\sigma_{dov} = \frac{Re}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (3.13)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{450}{3}$$

$$\sigma_{dov} = 150 \text{ MPa}$$

Dosazením do pevnostní podmínky vyplývá, že podmínka je platná $\sigma_{red} < \sigma_{dov}$.

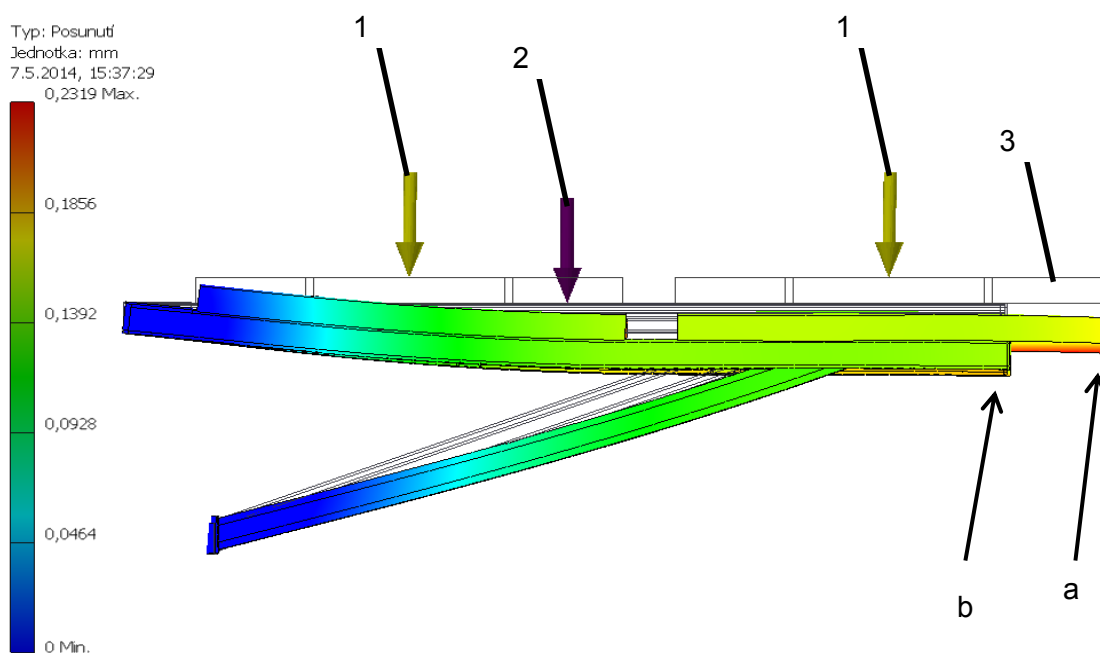
3.4 Statická analýza

V rámci konstrukčního návrhu rámu sedadla se jeví statická analýza jako vhodný proces pro ověření vlastností rámu. Hlavní výstupní parametr celkové analýzy je velikost posunutí (prohnutí) sedadla po zatížení cestujícím, který je nutné ve výsledku důkladně zvážit. V případě nevyhovujících výsledků je nutné, aby rám byl přepracován.

Jako vstupní hodnoty uvažuji zatěžující síly dle normy UIC – 566, kde zatěžující síla F_Z má velikost 1000 N a její směr je kolmý na plochu sedadla.

3.4.1 Dvojsedadlo

Ze statické analýzy, která byla uskutečněna v programu Autodesk Inventor Professional jsou vyňaty dva výsledky. První a zároveň nejdůležitější je výsledek posunutí dvojsedadla. Druhý výsledek, avšak neméně důležitý je napětí, který mapuje kritické místa s největším napětím. Obr.3.14 značí výsledek analýzy posunutí společně s naznačenými zatěžujícími silami (1) včetně gravitačního zrychlení (2).



Obrázek 3.14 – Statická analýza rámu dvojsedadla výsledek posunutí

Výsledek určující velikost posunutí v jednotlivých místech udává paleta barev v levém sloupci společně s mezními hodnotami posunutí v jednotkách milimetrů. Tyto hodnoty vychází ze základní polohy rámu, která je na obr.3.14 vyobrazena jako tenká obrysová čára (3). Barevný model představuje zdeformovaný rám po silovém zatížení. Jak je patrné a taky jsem předem předpokládal, největší posun je na konci sedadla (a) respektive rámu (b).

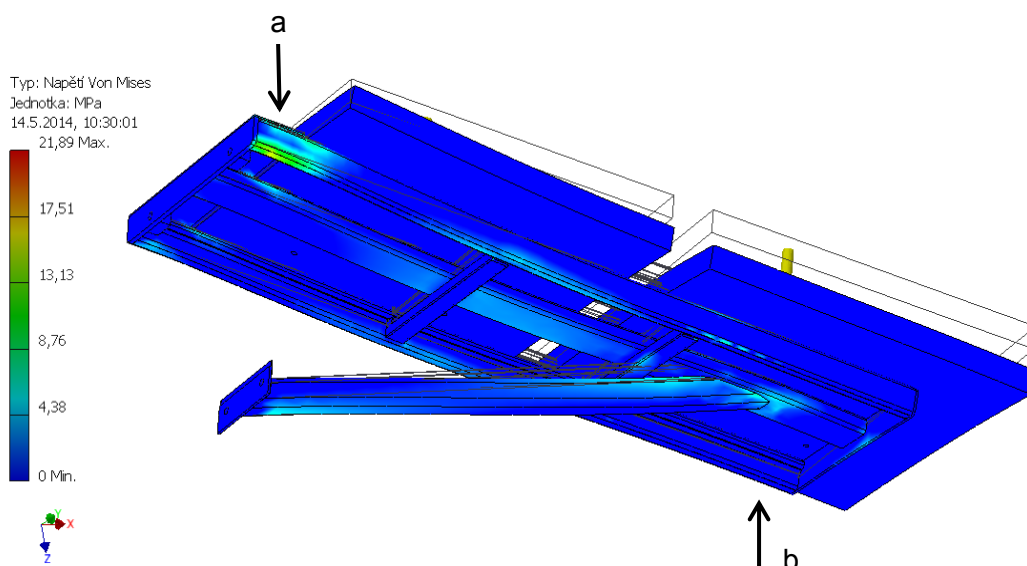
Číselné vyhodnocení udává obr.3.14 a tabulka 3.2, která obsahuje hodnoty a také poukazuje na možnost přetížení sedadla dvojnásobnou silou, než jakou udává norma.

Tabulka 3.2 – Hodnoty posunutí u rámu pro dvojsedadlo

Kritická místa	Zatížení $F_4 = 1000 \text{ N}$ [mm]	Zatížení $F_{4P} = 2000 \text{ N}$ [mm]
a	0,23	0,43
b	0,18	0,35

Shrneme-li dílčí poznatky do jednoho závěru tak lze říct, že daná konstrukce je vyhovující a zjištěné výsledky jsou více než přijatelné. Výsledek 0,23 mm je v praxi na první pohled pouhým okem nerozeznatelný. Nutno však podotknout, že se jedná pouze o počítačový výsledek. S tímto faktem je nutné počítat, a proto v konečném zúčtování nemusí být hodnoty totožné.

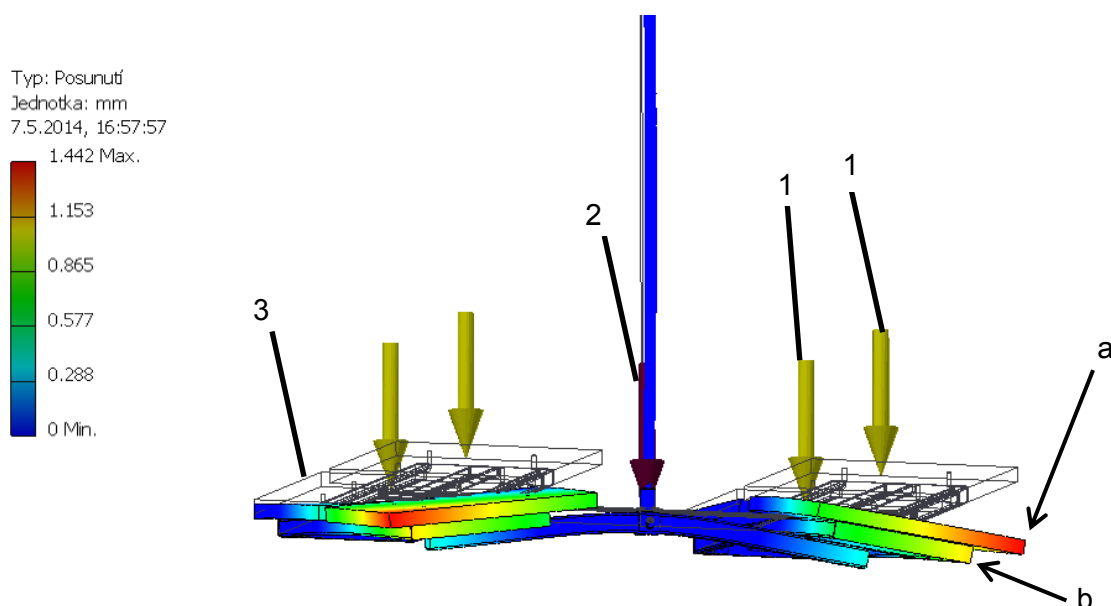
Napěťový výsledek rámu dvousedadla je v našem případě velmi příznivý. Maximální hodnoty, které se pohybují okolo 20 MPa vychází velmi příznivě. Místa barevně znázorněná ukazují kritické místa. Na zatížení pouze jednoho vnějšího profilu rámu (a) má vliv ustavení sedadla, jelikož není přesně ustaveno na střed rámu. Kritické místo (b) je namáháno od podpěry, ovšem i zde se hodnoty napětí pohybují v minimálních velikostech do 20 MPa a není důvod provádět nápravná opatření.



Obr.3.15 – Statická analýza rámu dvousedadla výsledek napětí

3.4.2 Čtyřsedadlo

V rámci statické analýzy pro čtyřsedadlo jsou zvoleny zatěžující síly (1) i gravitační zrychlení (2) totožně jako v předchozí variantě.



Obr. 3.16 – Statická analýza rámu čtyřsedadla výsledek posunutí

Obr.3.16 vykresluje rám sedadla po statické analýze. Je patrné, že nejvíce deformované a tudíž posunuté části jsou opět sedadla (a) a vnější části rámu (b). V tomto případě jsou obě strany stejné, tudíž výsledky posunutí jsou totožné jak na pravé označené straně, tak i levé neoznačené. Tenká obrysová čára opět značí základní polohu rámu před zdeformováním, od které se následně odečítá míra posunutí.

Dvě stěžejní hodnoty v místě (a) a (b) jsou brány jako výstupní informace pro posuzování vhodně navrhnuté konstrukce. Společně s již známou situací možného překročení zatížení jsou hodnoty zapsány v tabulce 3.3.

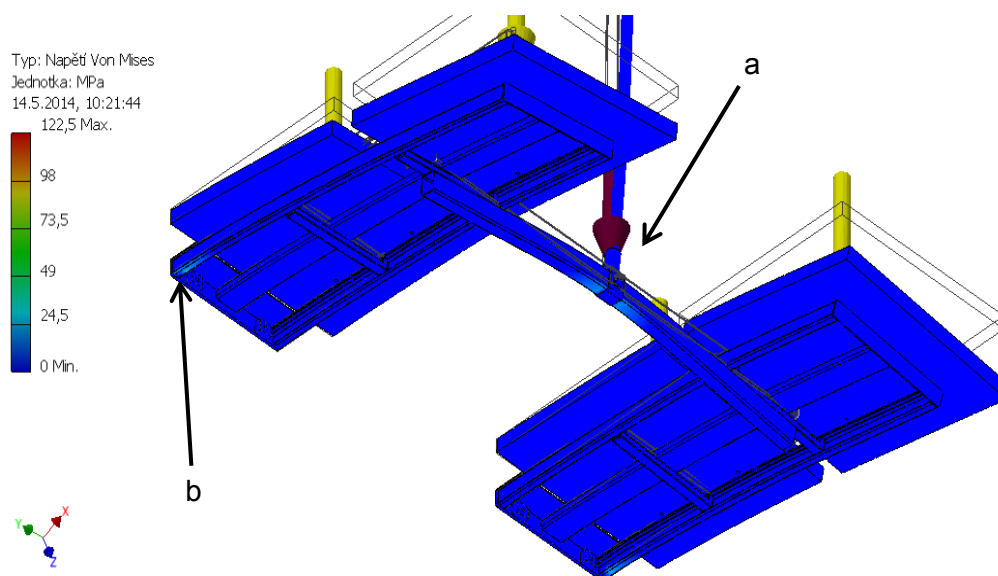
Tabulka 3.3 – Hodnoty posunutí u rámu pro dvojsedadlo

Kritická místa	Zatížení $F_4 = 1000 \text{ N}$ [mm]	Zatížení $F_{4p} = 2000 \text{ N}$ [mm]
a	1,44	2,52
b	1,12	1,93

Z posouzení číselných výsledků a deformace z obr.3.16 můžu znovu konstatovat, že i v případě volby zavěšení sedadla do vzduchového tunelu je vyhovující. Hodnota posunutí

1,44 mm je oproti variantě uchycení kompletně do bočnice více jak šesti násobná, avšak velikost je opět okem těžce rozeznatelná.

Na obr. 3.17 je znázorněný výsledek napěťové analýzy. Označená místa jsou ta, kde se nejvíce koncentruje napětí. V místě spojení závěsné tyče a nosného profilu (a) je jedno ze dvou míst. Druhá kritická oblast je vnější profil rámu (b). Fakt, že napětí je koncentrováno pouze v jednom ze dvou symetrických profilů je odůvodněn uchycením sedadla. Střed sedadla není rovnoběžný se středem rámu. Průměrné napětí v obou kritických místech se pohybuje v hodnotách do 70 MPa. Maximální hodnota 122,5 MPa je pouze špička v oblastech, a proto ji lze zanedbat.



Obr.3.17 – Statická analýza rámu čtyřsedadla výsledek napětí

3.5 Návrh možného dispozičního řešení vozu

Dispoziční rozčlenění vozu je zpravidla dáno požadavkem zákazníka. Možností, které se mu nabízí pro vůz RegioSpider je řada a často rozhoduje i místo nasazení vlaku.

Původní varianta byla vybavena padesáti plnohodnotnými sedadly a osmi sklopnými jednosedadly. Jedna z mých verzí počítá pouze s plnohodnotnými sedadly, viz obr.3.18. Jejich volba použití mě ovlivnila mou vlastní zkušeností z cestování. Jelikož během cesty dochází k častému rozjíždění a zastavování vlaku a jednosedadlo nemá žádné boční vedení, dochází posunu těla ve směru zrychlení. Tato vlastnost v případě, kdy jsou okolní sedadla obsazena, značně znepříjemňuje cestování. Druhá varianta obsahuje i sklopná sedadla, avšak oproti původní verzi jsou dvě sedadla odebrána, viz obr.3.20. Tento fakt je z části zapříčiněn volbou rozměrnějších sedadel. Umístění sklopných sedadel do vozu volím z hlediska možné přepravy objemnějších zavazadel, jízdních kol či kočárků.

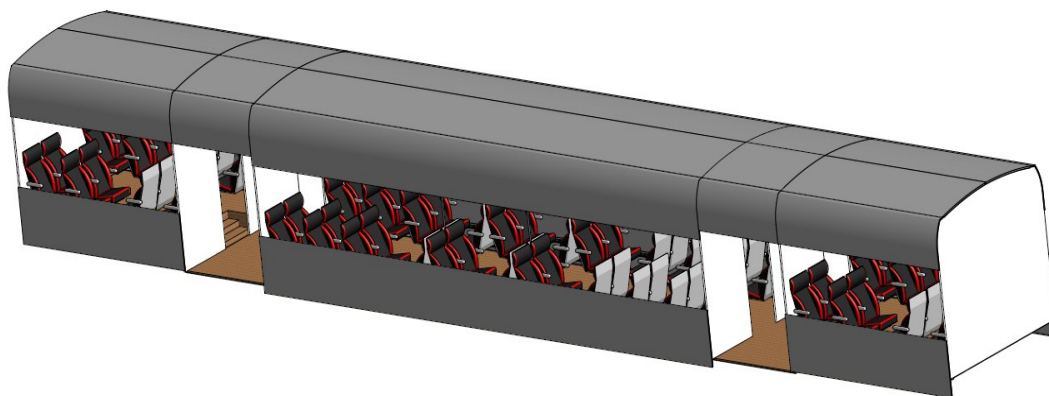
V dnešní době často diskutované a vyhledávané téma je přeprava tělesně postižených osob. Ty by mohly díky sklopným sedadlům využívat vlakovou přepravu s navrhovaným vozem.

Tabulka 3.4 – Srovnání vlastností sedadel

Vlastnosti	Plnohodnotné sedadlo	Sklopné sedadlo
Komfort při sezení	1	0
Komfort při jízdě	1	0
Výhled z vozu	1	0
Bezpečnost	1	0
Konstrukce	1	1
Úklid	0	1
Montáž	0	1
ZTP	0	1
Odklad zavazadel	0	1
	5	5

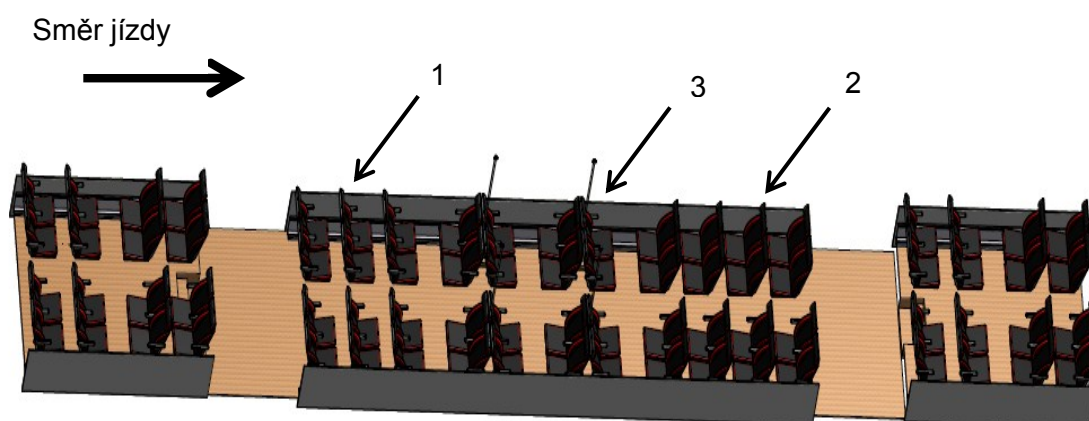
Tabulka 3.4 obsahuje srovnání vlastností plnohodnotného sedadla a sklopného sedadla. Jak je patrné, není přesně možné určit, které použití sedadla je výhodnější, a proto při celkovém návrhu je nutné zvážit veškeré výhody a nevýhody.

Na obr.3.18 je model hrubé stavby vozu s již ustavenými sedadly. Jak je patrné, vůz si zachoval své původní rozčlenění. Osamocené části vozu v krajních polohách odděluje příčka. Tato část vozu je navíc vyvýšena nad úroveň vstupní podlahy. Vybavení této části vozu je pomocí dvojsedadel, přičemž na každé straně polovině vozu jsou dvě sady ve směru jízdy (1) a dvě v protisměru jízdy (2). Prostřední část rovněž zůstala rozměrově stejná. I zde došlo k umístění sedadel jak ve směru jízdy, tak i v protisměru a navíc vůz vybaven druhou konstrukční variantou rámu sedadla se zavěšením do vzduchového kanálu (3). Tento způsob uchycení je využit pouze dvakrát na jedné polovině, zbytek je obsazen dvojsedadly. Konkrétně třemi ve směru jízdy a čtyřmi v protisměru jízdy. Tato vlastnost rovněž není přesně definována, jelikož je vůz vybaven na obou koncích řídícím můstkem, tato pozice se mění.

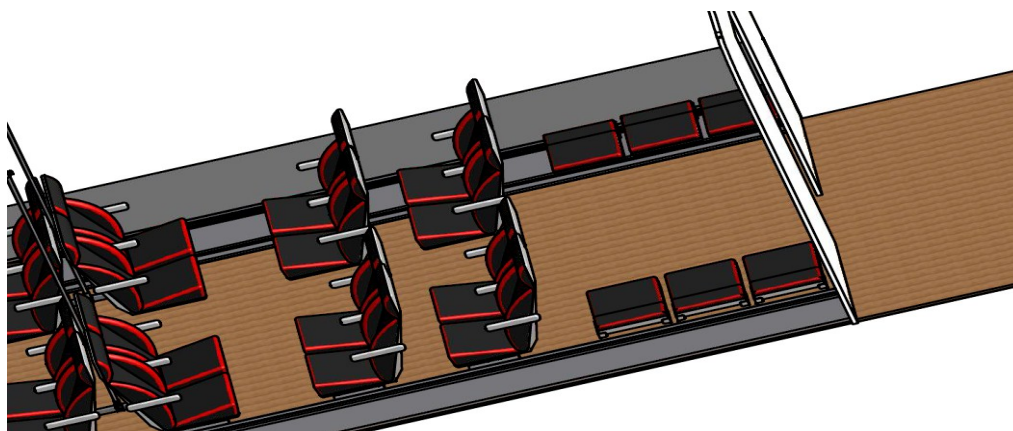


Obr.3.18 – 3D pohled na dispoziční řešení vozu

Schéma dispozičního řešení vozu je na obr.3.19. Nutno podotknout, že rozvržení a rozměry nejsou konečné. Předpoklad je, aby sedadla byla vyrobena v požadovaných rozměrech, jak jsou navrženy, avšak i ty se mohou změnit na základě konzultace s dodavatelem.



Obr.3.19 – Dispoziční rozmístění sedadel



Obrázek 3.20 – Umístění sklopných sedadel

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout alternativní uchycení a návrh rámu sedadla do příměstského vlaku, který je již v provozu a projde redesignem, přičemž zástavbová část vozu zůstává stejná.

Hlavním požadavkem zákazníka byla snadná možnost úklidu pod sedadly, z čehož plynul i druhý požadavek, a to 100 % odizolování kotvících prvků od podlahy vozu. Výchozí bod pro návrh byla studie již používaných možností uchycení, které jsem zpracoval do rešerše. Samotná konstrukční varianta se odvíjela od norem UIC 566 a UIC 567, které bylo nutné dodržet.

Dle normy jsem navrhl rám sedadla, respektive uchycení pro zatížení 100 kg na jedno sedadlo. Kotvící prvky jsem navrhl v souladu se stávající hrubou stavbou tak, aby bylo docíleno minimálních úprav vozu. Ty se dotkly pouze podlahové části taženého hliníkové profilu bočnice. Zde došlo k částečnému odfrézování, a to pro docílení vhodného kotvícího prostoru.

Na základě studie dokumentace vozu RegioSpider jsem se rozhodl vytvořit i druhou možnost uchycení rámu sedadla. Ta využívá již zabudovanou část vozu (vzduchovod klimatizace). Jeho robustní konstrukce dovoluje pomocí závěsné tyče ukotvit sedadlo do jeho boční strany.

Všechny části rámu byly kompletně navrženy z normalizovaných profilů, které prošly minimální úpravami před svařováním. Samotná konstrukce rámu sedadla byla vytvořena tak, aby ji bylo možné použít pro oba typy ukotvení. Rozdíl je pouze v podpěrném, respektive nosném prvku, který je spojen s rámem až v posledních fázích výroby.

Rám jak pro dvojsedadlo, tak i pro čtyřsedadlo jsem podrobil statické analýze. Výsledky posunutí i napětí jsou v oblasti vyhovujících hodnot. V případě podepření rámu se po jeho zatížení pohybovalo posunutí v oblasti dvou desetín milimetru a napětí nepřekročilo hranici 22 MPa. Rám, který byl zavěšen do vzduchovodu, dosáhl posunutí o hodnotu nepřesahující 1,5 mm a napětí v kritických místech dosahovalo maxima 122,5 MPa. Nutno ale podotknout, že se jedná o čtyřsedadlo.

Rám i jeho možnosti uchycení byly navrženy v souladu se zadanými požadavky. Během diplomové práce jsem řešil několik tvarových možností, včetně použití různých profilů. Varianta, kterou jsem navrhl a v diplomové práci početně vyřešil, je podložena výrobní dokumentací.

Literatura

- [1] UIC 566 OR. *Zatížení na tělo vozu a jeho prvky*. London: UIC International Union of Railways, 1990.
- [2] UIC-KODEX 567 VE. *Obecná ustanovení pro osobní vozy*. Paris: Internationaler Eisenbahnverband, 2004.
- [3] Vagonářské muzeum. *Vagonářské muzeum* [online]. 2011 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: <http://www.vagonarske-muzeum.cz/image/053.jpg>
- [4] VagonWEB železniční osobní vozy. *VagonWEB železniční osobní vozy* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CSD/CSD_M120_4.php
- [5] VagonWEB železniční osobní vozy. *VagonWEB železniční osobní vozy* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_810.php
- [6] VagonWEB železniční osobní vozy. *VagonWEB železniční osobní vozy* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_460,063.php
- [7] VagonWEB železniční osobní vozy. *VagonWEB železniční osobní vozy* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_814,914.php
- [8] VagonWEB železniční osobní vozy. *VagonWEB železniční osobní vozy* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_842.php
- [9] VagonWEB železniční osobní vozy. *VagonWEB železniční osobní vozy* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_844.php[CZ/CD_842.php](http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_842.php)
- [10] VagonWEB železniční osobní vozy. *VagonWEB železniční osobní vozy* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z: http://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_844.php

- [11] Railway Gazette. *Railway Gazette* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14].
Dostupné z: <http://www.railwaygazette.com/news/single-view/view/train-seats-get-own-business-unit.html>

- [12] Siemens. *Siemens* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14]. Dostupné z:
http://www.siemens.com/press/pool/de/pressebilder/2010/photonews/300dpi/PN201006/PN201006-01_300dpi.jpg

- [13] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.

- [14] MSV Interier. *MSV Interier* [online]. 2014 [cit. 2014-05-14].
Dostupné z: http://www.msvinterier.cz/images/slide/slide_3.jpg

- [15] DITTERT, Hans J. Konstruktion von Sitzen für Reisezug - und Triebwagen. *Der Eisenbahningenieur*. 1984, č. 4. DOI: 0013-2810.

- [16] DITTERT, Hans J. Konstruktion von Sitzen für Reisezug - und Triebwagen. *Der Eisenbahningenieur*. 1984, č. 6. DOI: 0013-2810.

- [17] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.

- [18] Borcad. *Borcad* [online]. 2012 [cit. 2014-05-17].
Dostupné z: <http://www.borcad.cz/vlakove-sedadlo-regio/>

- [19] GRAMMER. *GRAMMER* [online]. 2014 [cit. 2014-05-17].
Dostupné z: <http://www.grammer.com/produktwelten/seating-systems/bahn/bahn-passagiersitze/c-3000.html>

- [20] Svarforum. *Svarforum* [online]. 2014 [cit. 2014-05-17].
Dostupné z: http://www.svarforum.cz/forum/uploads/thumbs/4066_fce.jpg

Seznam příloh

- Výkres sestavy
BAC0007 – 1 – 1
BAC0007 – 1 – 2

- Výkres podsestavy
BAC0007 – 1 – 1.2
BAC0007 – 1 – 2.1
BAC0007 – 1 – 2.2

- Výkres výrobní
BAC0007 – 1 – 1.4
BAC0007 – 1 – 1.6
BAC0007 – 1 – 1.8
BAC0007 – 1 – 1.2 – 1
BAC0007 – 1 – 1.2 – 2
BAC0007 – 1 – 1.2 – 3
BAC0007 – 1 – 1.2 – 4
BAC0007 – 1 – 1.2 – 5
BAC0007 – 1 – 1.2 – 6
BAC0007 – 1 – 2.2 – 1
BAC0007 – 1 – 2.2 – 2
BAC0007 – 1 – 2.2 – 3
BAC0007 – 1 – 2.3